



**Marcelo da Costa
Penas**

**Aumento de COP de bombas de calor para produção
de água quente sanitária**



**Marcelo da Costa
Penas**

**Aumento de COP de bombas de calor para produção
de água quente sanitária**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro, para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em engenharia mecânica, realizada sob a orientação científica do Dr. Vítor Costa, Professor associado com agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

o júri

Presidente

Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva
Professor Auxiliar, Universidade de Aveiro

Vogais

Doutora Celina Pires Gameiro
Bosch Termotecnologia S.A.

Professor Doutor Vítor António Ferreira da Costa
Professor associado com agregação, Universidade de Aveiro

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer a toda a minha família, principalmente aos meus pais e à minha namorada por todo o apoio que sempre me deram para concretizar o meu sonho.

Gostaria de agradecer ao professor doutor Vitor Costa, meu orientador na Universidade de Aveiro pelo auxílio, disponibilidade e motivação constantes, que me permitiram escrever esta dissertação.

Aos meus orientadores na BOSCH, engenheiro Emanuel Fontes e engenheira Celina Gameiro e a toda a equipa que sempre me ajudou, mostrando total abertura.

Por último, um agradecimento muito especial a todos os meus amigos que sempre me acompanharam ao longo destes cinco anos de percurso académico.

Palavras-chave**Bomba de calor, água quente sanitária, COP.****Resumo**

O presente trabalho propõe-se estudar a melhoria do COP em bombas de calor para produção de água quente sanitária. Este estudo foi efectuado em parceria com a empresa BOSCH e todos os equipamentos analisados pertencem a esta. Para aferir que alterações podem vir a dar origem a um aumento do COP, foi construído um modelo que simula o funcionamento de todo o sistema. Este integra subprogramas para cada componente principal (compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador), incluindo o tanque de água quente e os permutadores de calor. Como o modelo de estratificação térmica do tanque se mostrou inadequado, os testes de COP “virtuais” não foram realizados segundo a norma EN 16147. No final são apresentadas as alternativas mais promissoras nas quais se integram alterações a nível do compressor e até mesmo a inserção de um componente extra.

Keywords**Heat pump water heater, COP.****Abstract**

The present work proposes to study the improvement of the COP in heat pump water heaters. This study was conducted in partnership with BOSCH and all the analyzed equipment belong to this company. To find which changes are most likely to result in a COP improvement, a model was constructed to simulate the system. This model includes a subprogram to each of every main parts (compressor, condenser, expansion valve and evaporator), including the hot water tank and the heat exchangers. As the model of thermal stratification tank proved inadequate, the COP "virtual" tests were not performed in accordance with EN 16147. At the end, the most promising alternatives, such as changes to the compressor and even the inclusion of an extra component, are presented.

Conteúdo

Conteúdo.....	i
Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas.....	vii
Capítulo 1 : Introdução.....	1
1.1 Objetivos do trabalho.....	1
1.2 Motivação.....	1
Capítulo 2 : A bomba de calor por compressão de vapor.....	3
2.1 Introdução à bomba de calor.....	3
2.2 Componentes constituintes de uma bomba de calor	3
2.2.1 Circuito de refrigerante.....	4
2.2.1.1 Compressor.....	5
2.2.1.2 Condensador.....	5
2.2.1.3 Válvula de expansão.....	5
2.2.1.4 Evaporador.....	6
2.2.2 Circuito de água.....	6
2.2.2.1 Bomba de água.....	7
2.2.3 Circuito de ar.....	8
2.2.3.1 Ventilador.....	8
2.2.4 Conjunto	8
2.3 Diferentes construções de bombas de calor para aquecimento de água sanitária.....	10
2.3.1 Serpentina em torno do tanque (Coil around the tank)	10
2.3.2 Serpentina dentro do tanque (Coil inside the tank):	11
2.4 Dispositivos de segurança, medida e controlo	11
Capítulo 3 : Coeficiente de performance (COP).....	13
3.1 O que é o COP?	13
3.1.1 COP da bomba de calor	13
3.1.2 COP do sistema como um todo.....	14
3.2 Como avaliar o COP?	14
3.3 Avaliação comparativa	15

Capítulo 4 : EN 16147-2011 (Resumo)	17
4.1 Introdução	17
Termos e definições	17
4.2 Teste de performance e determinação do consumo de energia.....	17
4.2.1 Condições de teste:.....	17
4.2.2 Princípios do ensaio	18
4.2.3 Período de aquecimento.....	19
4.2.4 Determinação da potência em standby.....	19
4.3 Energia útil, consumo elétrico e COP recorrendo aos perfis de consumo	19
4.3.1 Determinação da energia útil.....	20
4.3.2 Determinação do consumo elétrico diário.....	21
4.3.3 Correção das perdas numa base de 24 horas	22
4.3.4 Coeficiente de performance (COP)	22
Capítulo 5 : Modelação do sistema.....	23
5.1 Introdução	23
5.1.1 Descrição do ciclo.....	23
5.2 Metodologia de cálculo	24
5.3 Introdução à modelação	27
5.4 Compressor.....	29
5.5 Condensador.....	30
5.5.1 Sobre aquecimento	32
5.5.2 Mudança de fase	34
5.5.3 Sub arrefecimento	36
5.6 Válvula de expansão.....	37
5.7 Evaporador.....	38
5.7.1 Parâmetros Dimensionais.....	39
5.7.2 Evaporação	40
5.7.3 Sobre aquecimento	43
5.8 Reservatório de água quente sanitária	44
5.8.1 Estratificação térmica	44
Capítulo 6 : Validação do modelo.....	47
6.1 Introdução	47
6.2 Procedimento experimental.....	47
6.3 Resultados	47
6.3.1 Aquecimento	48
6.3.2 Consumo de água quente.....	49
6.3.3 Resultados importantes para a validação do modelo.....	50
6.4 Validação.....	51

Capítulo 7 : Melhoria do COP.....	55
7.1 Soluções propostas.....	55
7.2 Alteração do compressor	55
7.3 Alterações no evaporador	56
7.4 Alterações no condensador	58
7.5 Permutador de calor interno	60
7.5.1 Plano de teste	66
7.6 Resultados dos testes.....	68
Capítulo 8 : Conclusões	73
Bibliografia	75
Anexos	77

Lista de Figuras

Figura 2.1: Principais Componentes de uma bomba de calor.....	4
Figura 2.2: a) Bomba de calor Bosch; b) Esquema de montagem da bomba de calor Bosch.....	4
Figura 2.3: Circuito de refrigerante.	5
Figura 2.4: a) Compressor; b) Condensador; c) Válvula de expansão; d) Evaporador.....	6
Figura 2.5: Circuito de água.....	7
Figura 2.6: Bomba de água.....	7
Figura 2.7: Circuito de ar	8
Figura 2.8: Ventilador.....	8
Figura 2.9: Vista explodida da montagem dos componentes.....	9
Figura 2.10: Vista explodida da montagem global da bomba de calor.....	9
Figura 2.11: Módulo de aquecimento.....	9
Figura 2.12: Bomba de calor.....	9
Figura 2.13: Esquema de uma construção de serpentina em torno do tanque.....	10
Figura 2.14: Esquema de uma construção de serpentina dentro do tanque.....	11
Figura 3.1: Simplificação do sistema para avaliação do COP.	14
Figura 4.1: Exemplo de perfil de temperatura de água quente durante um teste.	18
Figura 4.2: Exemplo da determinação do tempo total do teste.....	20
Figura 5.1: Diagrama T-s do R134a (exemplificativo)	24
Figura 5.2: Variação das pressões de funcionamento.....	27
Figura 5.3: Aumento da temperatura da água durante o funcionamento do aparelho.....	27
Figura 5.4: Esquema do sistema completo de bomba de calor para produção de água quente sanitária.	28
Figura 5.5: Representação esquemática do compressor.	29
Figura 5.6: Representação esquemática do condensador	31
Figura 5.7: Exemplo de um permutador de placas.	32
Figura 5.8: Esquema da válvula de expansão.....	37
Figura 5.9: Esquema do evaporador	38
Figura 5.10: Desenho técnico do tanque de água quente em estudo.....	44
Figura 5.11: Esquema explicativo do método multi-nós.....	45
Figura 6.1: Variação da temperatura da água no topo do tanque durante o aquecimento.	48
Figura 6.2: Energia elétrica consumida durante o aquecimento	48
Figura 6.3: Energia elétrica consumida durante o consumo de água quente.	49
Figura 6.4: Evolução da temperatura da água no topo do tanque ao longo do consumo de água quente.	50
Figura 6.5: Pressão do refrigerante durante o aquecimento.....	50
Figura 6.6: Potência elétrica consumida e transferência de calor para a água durante o aquecimento...	51
Figura 6.7: Evolução do COP durante o aquecimento.....	51
Figura 6.8: Evolução da pressão do refrigerante no circuito de alta.....	52
Figura 6.9: Evolução da pressão do refrigerante no circuito de baixa.	52

Figura 6.10: Temperatura de saída da água do condensador	52
Figura 6.11: Evolução do COP	53
Figura 7.1: Variação do COP para várias eficiências isentrópicas do compressor.	56
Figura 7.2: Variação do COP para várias eficiências isentrópicas do compressor.	56
Figura 7.3: Alteração do número de planos do evaporador.	57
Figura 7.4: Alteração do número de tubos por plano.	57
Figura 7.5: Alteração do material das alhetas.	58
Figura 7.6: Alteração da espessura das alhetas.	58
Figura 7.7: Dimensões de uma placa de um permutador de placas.....	59
Figura 7.8: Alteração da largura de placa.	59
Figura 7.9: Alteração do comprimento de placa.....	59
Figura 7.10: Esquema exemplificativo da aplicação de um permutador de calor interno.....	60
Figura 7.11: Diagrama T-s do ciclo em estudo	61
Figura 7.12: Esquema de um permutador de calor de tubos concêntricos, em contracorrente.....	63
Figura 7.13: Esquema da construção de um permutador de calor de tubos em contacto	64
Figura 7.14: a) Módulo de aquecimento sem alterações; b) Localização do permutador de calor interno.	65
Figura 7.15: Primeiro protótipo do permutador de calor interno.	65
Figura 7.16: Esquema da colocação dos termopares: a) Refrigerante; b) Água.....	66
Figura 7.17: Protótipo do permutador de calor interno.....	67
Figura 7.18: Setup experimental para a realização de testes.	67
Figura 7.19: Entrada e saída do evaporador.....	68
Figura 7.20: Entrada e saída do condensador.....	68
Figura 7.21: Entrada e saída da zona quente do permutador de calor interno.	69
Figura 7.22: Entrada e saída da zona fria do permutador de calor interno.....	69
Figura 7.23: Entrada do evaporador.....	70
Figura 7.24: Saída do evaporador.	70
Figura 7.25: Entrada do condensador.....	70
Figura 7.26: Saída do condensador.....	71
Figura 7.27: Saída de água do condensador.....	71
Figura 7.28: Potência térmica.....	71
Figura 7.29: Potência elétrica.	72
Figura 7.30: COP.....	72

Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Comparação de performance entre várias bombas de calor.....	15
Tabela 4.1: Condições de teste.....	18
Tabela 4.2: Perfil de utilização L.....	19
Tabela 7.1: Propostas de melhoria de COP.....	55
Tabela 7.2: Alterações ao nível do evaporador.....	56
Tabela 7.3: Resistências térmicas	63
Tabela 7.4: Posição dos termopares.....	66

Nomenclatura

Letras romanas

A	Área, m ²
c_p	Calor específico a pressão constante, J/kg
COP	Coefficiente de performance
D	Diâmetro, m
D_c	Diâmetro de colar externo, m
D_h	Diâmetro hidráulico ($D_h = 4 \cdot r_h = 4 \cdot A_c / A$), m
f	Fator de atrito; função
F	Fator de correção
G	Fluxo mássico
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção, W/m ² .K; entalpia específica.
j	Fator de Colburn para a transferência de calor
k	Condutividade térmica, W/m.K
L	Comprimento característico, m
\dot{m}	Caudal mássico, kg/s
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
P	Pressão, N/m ²
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor, W
r	Raio, m
Re	Número de Reynolds
Rot	Velocidade de rotação
T	Temperatura, C/K
U	Coefficiente global de transferência de calor, W/m ² .K
\dot{W}	Trabalho, W
X	Titulo

Letras gregas

δ	Espessura
δ_f	Espessura das alhetas
η	Eficiência

μ	Viscosidade, kg/s.m
ν	Viscosidade cinemática, m ² /s
ρ	Densidade mássica, kg/m ³

Subscritos

a	Ar
cold	Lado do fluido frio
cond	Condensador; condensação
elec	Eléctrico
evap	Evaporador; Evaporação
gas	Estado vapor
hp	Bomba de Calor
hot	Lado do fluido quente
ideal	Condição ideal
in	Condição de entrada
isent	Isentrópico
liq	Estado liquido
max	Condição máxima
mech	Mecânica
out	Condição de saída
pc	Produtos de combustão
r	Refrigerante
R(n)	Pontos do ciclo termodinâmico
sub	Subarrefecimento
Super	Sobreaquecimento
w	Água

Capítulo 1 : Introdução

1.1 Objetivos do trabalho

A presente dissertação tem como principal objetivo a apresentação de propostas para o aumento do COP (coeficiente de desempenho), em bombas de calor para aquecimento de água sanitária. Este leque de propostas não é mais do que uma lista de possíveis alterações que serão comparadas, para apurar e seleccionar as mais promissoras.

Para seleccionar as melhores, foi criado um modelo matemático que simula o funcionamento da bomba de calor, conseguindo assim uma avaliação de COP. No entanto, antes desta avaliação é necessária uma validação do modelo, sendo que para tal vai ser utilizada uma bomba de calor da marca BOSCH, e é este o ponto de partida deste trabalho, uma bomba de calor BOSCH com um COP de 3,6. Com base neste aparelho que todas as modelações e comparações vão ser realizadas.

Uma vez identificadas as melhores propostas, estas devem ser testadas experimentalmente, de modo a validar os resultados obtidos.

Em resumo, os objetivos desta dissertação são:

- Explicação do funcionamento de uma bomba de calor;
- Elucidação dos tipos de construção de bombas de calor;
- Apresentação de uma comparação entre aparelhos de vários fabricantes;
- Apresentação e explicação do modelo matemático utilizado para simular o funcionamento da bomba de calor BOSCH;
- Validação do modelo;
- Apresentação das propostas de melhoria do COP e respetivos resultados;
- Identificação das propostas que apresentam maior potencial de implementação;
- Realização de testes às melhores propostas;
- Resultados finais e conclusões.

1.2 Motivação

No mercado de equipamentos para produção de água quente sanitária em residências, ainda predominam os tradicionais equipamentos que recorrem a combustíveis fósseis, ou a uma resistência elétrica. Apesar de serem sistemas relativamente simples em termos de construção e apresentarem custos de investimento relativamente baixos, do ponto de vista energético estes não são os mais eficientes. Uma das alternativas aos tradicionais esquentadores, caldeiras e acumuladores elétricos são as bombas de calor.

A bomba de calor é uma tecnologia que pode ser utilizada para aquecer água, quer para consumo quer para sistemas de aquecimento de espaços. A sua grande vantagem é a disponibilidade de uma fonte fria “barata” (ar ambiente que rodeia o equipamento). Assim, a bomba de calor transfere a energia do ar para aquecer água, usualmente através de um ciclo de compressão de vapor.

O principal indicador de eficiência energética de uma bomba de calor é o COP (coeficiente de performance), que traduz basicamente o rácio entre a energia efetivamente transferida para a água e a energia elétrica consumida. É este o parâmetro mais importante a apresentar por quem produz e comercializa este tipo de equipamentos, pois para lá de ser um indicador do desempenho do sistema, é também o seu argumento de vendas mais forte e sonante. Normalmente o COP tende a variar bastante, consoante as condições de funcionamento do aparelho, isto é, temperatura da água, temperatura e humidade do ar e outros parâmetros relacionados com os componentes da máquina. Sendo assim, para uma possível comparação, é necessário seguir um procedimento normalizado, que permite obter um valor de COP “médio”, que posteriormente vai ser anunciado ao mercado.

O aumento do COP é uma meta comum a todos os fabricantes de bombas de calor, tendo um grande impacto não só nas vendas mas também nos consumos energéticos. É, portanto, um nobre objetivo que visa essencialmente melhorar um sistema, de modo a que este cumpra a sua função consumindo menos energia, e que posicione da melhor maneira os equipamentos num mercado global e extremamente competitivo.

Capítulo 2 : A bomba de calor por compressão de vapor

2.1 Introdução à bomba de calor

A bomba de calor emprega o mesmo princípio que um frigorífico ou um ar condicionado, com a diferença de que enquanto o frigorífico remove o calor do seu interior (fonte fria), colocando-o no ar à sua volta (fonte quente), a bomba de calor retira-o da fonte fria (o ar ambiente, o solo, ou uma massa de água) para o depositar na fonte quente (o ambiente interior a aquecer ou a manter aquecido). Esta transferência de calor é assegurada pela compressão e expansão de um fluido refrigerante, por meio do ciclo termodinâmico denominado ciclo de compressão de vapor (Arif & Yildiz, 2009). Sendo assim, uma bomba de calor consegue ser uma máquina energeticamente muito eficiente, devido à sua capacidade de “bombear” energia ao custo de um input elétrico, mais baixo que a energia que é libertada na fonte quente.

A bomba de calor por compressão de valor para produção de água quente tem como fonte fria o ar que a rodeia, e como fonte quente a água que vai ser aquecida. O que já foi dito anteriormente em relação às bombas de calor em geral, também é válido para a bomba de calor para aquecimento de água, ou seja, esta é uma tecnologia promissora tanto no setor residencial como no comercial, devido principalmente ao seu elevado coeficiente de desempenho.

Apesar de existirem bombas de calor para o mercado residencial há mais de vinte anos, a sua cota de mercado tem sido bastante reduzida devido ao seu elevado custo do investimento (Arif & Yildiz, 2009). Recentes evoluções tecnológicas aliadas a incentivos governamentais fazem com que as HPWH possam vir a ter um papel crucial no aquecimento de água sanitária.

A Figura 2.2a) mostra uma bomba de calor para aquecimento de água sanitária da marca Junkers (grupo BOSCH) (Grupo Bosch, 2012). É com base neste aparelho que foram efetuados todos os testes e comparações ao longo desta dissertação.

2.2 Componentes constituintes de uma bomba de calor

A bomba de calor para aquecimento de água, como qualquer outra máquina, necessita para o seu perfeito funcionamento de um conjunto de componentes a operar em sintonia. Uma primeira análise revela que se podem identificar três circuitos principais, que funcionam como artérias essenciais ao funcionamento do aparelho. Estes circuitos são: o circuito de água, de ar e de fluido refrigerante. A Figura 2.1 e Figura 2.2 b) mostram quais os principais componentes de cada um.

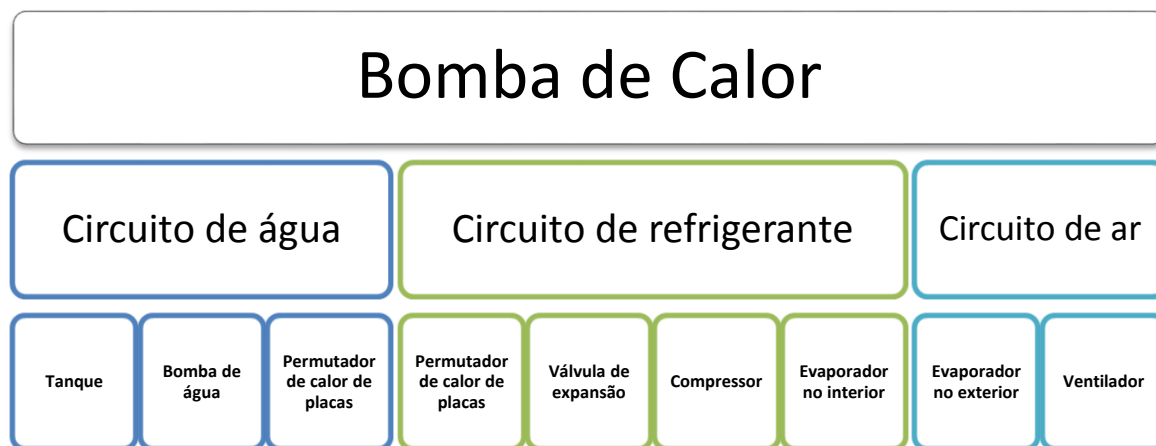


Figura 2.1: Principais componentes de uma bomba de calor.

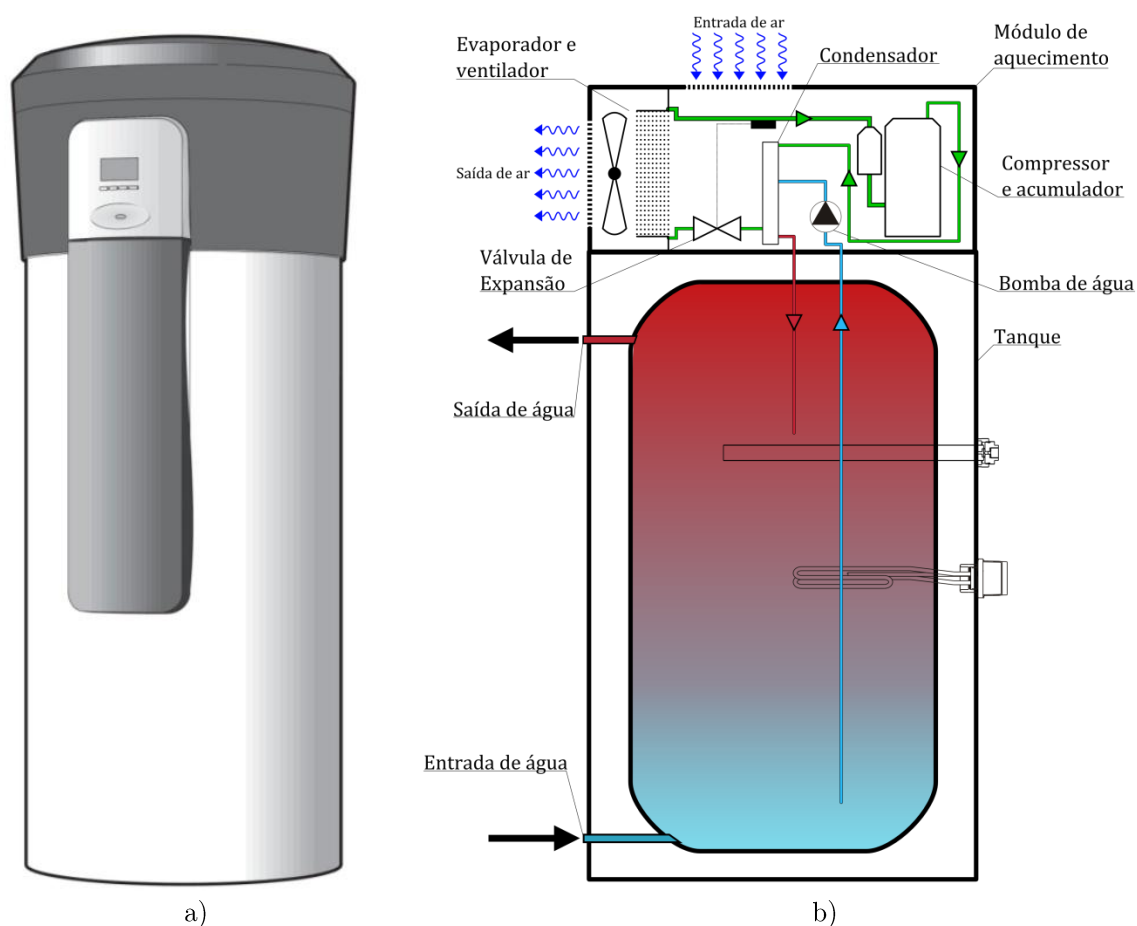


Figura 2.2: a) Bomba de calor BOSCH; b) Esquema de montagem da bomba de calor BOSCH.

2.2.1 Circuito de refrigerante

A Figura 2.3 representa esquematicamente o circuito de refrigerante numa bomba de calor para aquecimento de água. Os componentes participantes são os já apresentados na Figura 2.1, sendo os principais abordados a seguir.

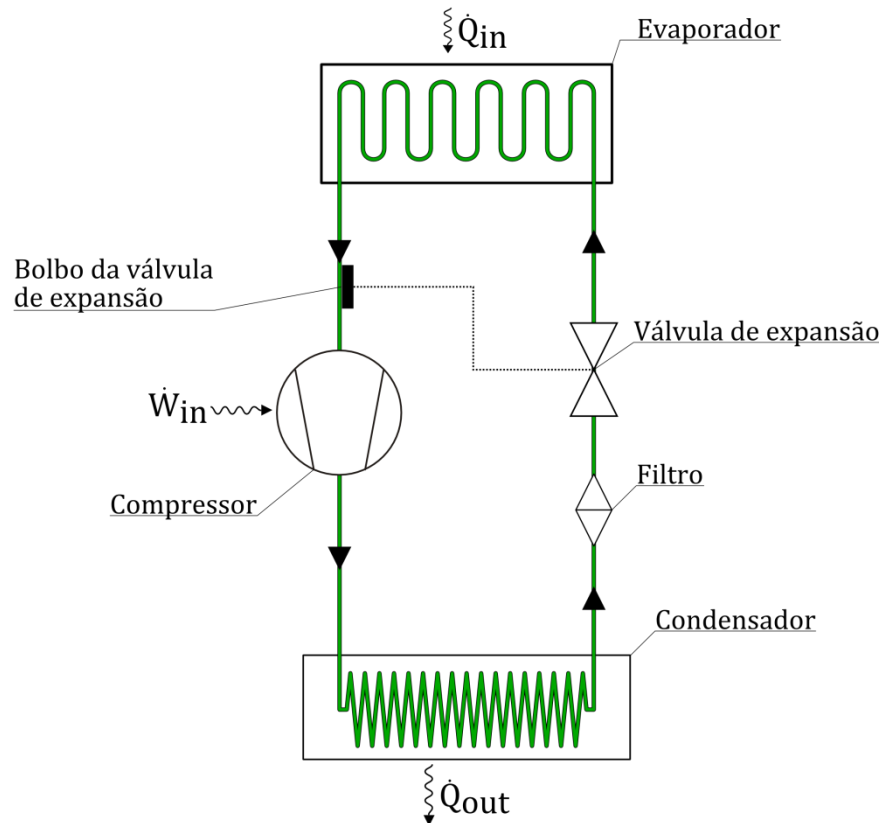


Figura 2.3: Circuito de refrigerante.

Compressor

Descrição: O compressor é uma das partes fundamentais para o funcionamento da bomba de calor, já que é ele que garante a compressão do fluido; contudo, é também o grande responsável pelo consumo de energia do sistema.

Funcionamento: O fluido refrigerante entra no compressor no estado de vapor sobreaquecido, sendo comprimido para uma pressão e temperatura mais elevadas.

A Figura 2.4a) mostra uma modelação 3D do compressor em análise.

Condensador

Descrição: Os vários tipos de condensador vão ser apresentados na secção 2.3. No caso de estudo, o condensador não é mais que um permutador de calor de placas, com duas entradas e duas saídas de fluidos. O nome condensador deve-se à mudança de fase do fluido refrigerante que ocorre no seu interior.

Funcionamento: Depois de passar pelo compressor, o refrigerante no estado de vapor segue para o condensador, onde perde calor para a água e muda de fase, passando ao estado líquido.

A Figura 2.4b) mostra uma modelação 3D do condensador em análise.

Válvula de expansão

Descrição: A válvula de expansão é basicamente um orifício cuja abertura é controlada pela temperatura do refrigerante na entrada do compressor. Na Figura 2.4c) pode-se ver claramente o corpo da válvula e o bolbo, que “sente” a temperatura à entrada do compressor.



Funcionamento: Com o refrigerante já no estado líquido, mas ainda a alta pressão, o próximo componente no itinerário do fluido refrigerante é a válvula de expansão, onde o refrigerante é expandido, e volta novamente a uma pressão e temperatura mais baixas, num processo considerado como isentálpico, sendo o fluido uma mistura bifásica líquido+vapor.

Evaporador

Descrição: O evaporador é um permutador de calor de tubos alhetados (Figura 2.4d), onde o refrigerante recebe calor do ar ambiente, mudando de fase para o estado de vapor. Para aumentar a taxa de transferência de calor no evaporador, normalmente é adicionado um ventilador que força o escoamento do ar.

Funcionamento: Depois de passar pela válvula de expansão, o fluido entra no evaporador onde recebe calor do ar ambiente, passando, na sua totalidade, novamente ao estado de vapor sobreaquecido. Uma vez neste estado, o fluido está pronto a entrar novamente no compressor e a recomençar o seu percurso cíclico.

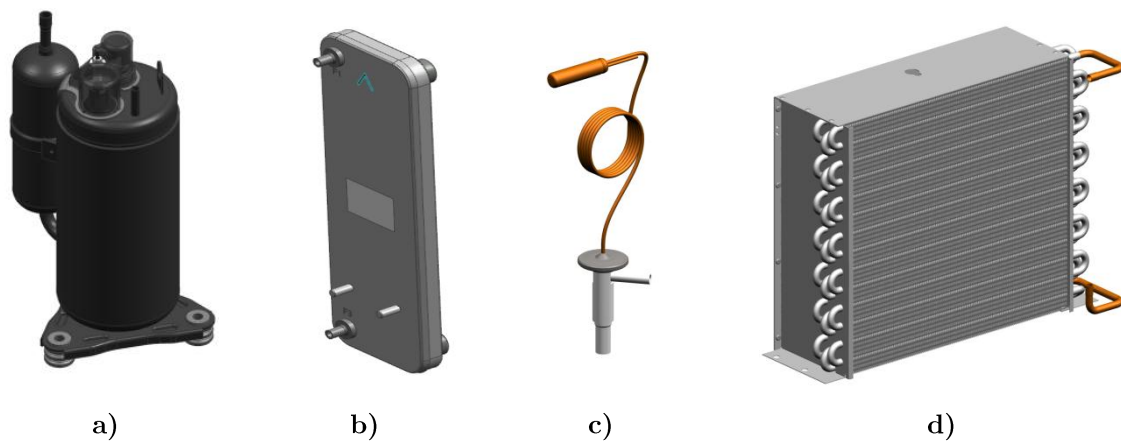


Figura 2.4: a) Compressor; b) Condensador; c) Válvula de expansão; d) Evaporador

2.2.2 Circuito de água

O circuito hidráulico pode ser dividido em dois grandes grupos: circuito de aquecimento e circuito de água sanitária. O circuito de aquecimento consiste num tubo que vai desde o topo do tanque até cerca de 30 centímetros do fundo, pelo qual sobe a água mais fria, “puxada” por uma bomba localizada no módulo de aquecimento. Depois de passar pela bomba, a água segue para o permutador de calor de placas, onde recebe calor do fluido refrigerante, e segue para o tanque, onde é libertada pelo tubo de descarga. Por outro lado, O circuito de água sanitária consiste na entrada de água da rede no tanque, e na saída de água quente sanitária (normalmente pelo topo do tanque, onde está mais quente). Apesar de serem apresentados em separado, estes dois circuitos de água partilham um mesmo volume: o tanque.

A Figura 2.5 mostra esquematicamente o circuito de água de uma bomba de calor e os seus constituintes. A bomba de água, apesar de ser um consumidor de energia extra, é indispensável ao funcionamento do sistema, pois é ela que garante a circulação de água entre o tanque e o permutador.

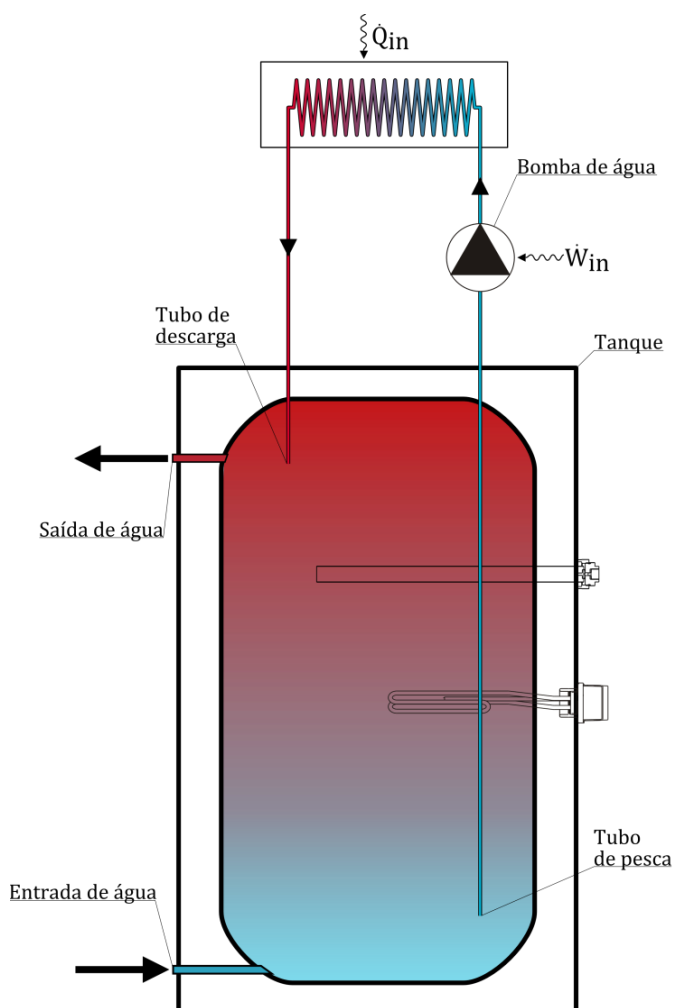


Figura 2.5: Circuito de água

Bomba de água

Descrição: A bomba de água é constituída por um motor elétrico, um rotor, e uma voluta. Este conjunto gera um movimento rotativo que desloca um dado caudal volúmico de água, dependendo da velocidade selecionada (existem 3 velocidades possíveis) e da resistencia oferecida pelo circuito onde circula.

Funcionamento: A bomba de água garante a circulação deste fluido até ao condensador, onde aumenta a sua temperatura e retorna novamente para o tanque.

A Figura 2.6 mostra uma modelação 3D da bomba de água em análise.



Figura 2.6: Bomba de água.



2.2.3 Circuito de ar

O circuito de ar é constituído pelo ventilador e pelo evaporador. O ventilador é colocado depois do evaporador, de modo a fazer passar o ar através deste quando está mais frio, num processo em que o ar é arrefecido. Este é depois expelido do módulo de aquecimento para o exterior.

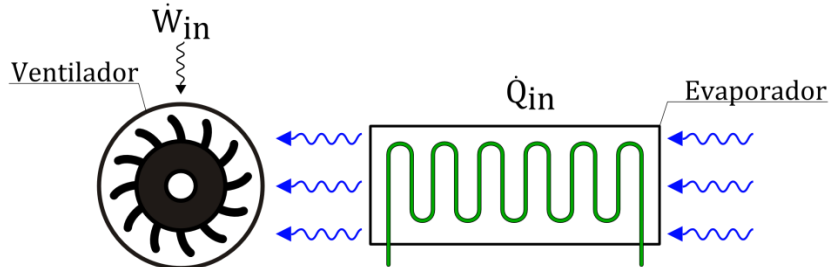


Figura 2.7: Circuito de ar

Ventilador

Descrição: O ventilador em estudo é do tipo radial, ou seja, o rotor é constituído por pás que estão colocadas de modo a que o escoamento de ar siga na direção radial.

Funcionamento: O ventilador garante o escoamento de ar através do exterior do evaporador. Este escoamento é necessário, para aumentar a transferência de calor no evaporador.

A Figura 2.8 mostra uma modelação 3D do ventilador em análise.



Figura 2.8: Ventilador

2.2.4 Conjunto

Apresentados os componentes principais da bomba de calor em estudo, é altura de apresentar o conjunto final. As figuras que se seguem (2.9 a 2.12) apresentam as modelações 3D em vista explodida e em vista de conjunto dos componentes anteriormente apresentados. É de notar que na Figura 2.10 é também mostrada a proteção do módulo.

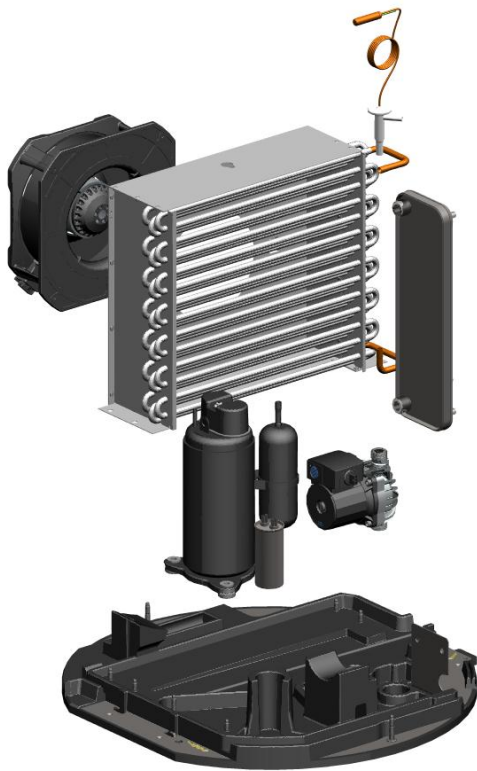


Figura 2.9: Vista explodida da montagem dos componentes



Figura 2.10: Vista explodida da montagem global da bomba de calor



Figura 2.11: Módulo de aquecimento



Figura 2.12: Bomba de calor



2.3 Diferentes construções de bombas de calor para aquecimento de água sanitária

Até agora, todo o trabalho tem sido focado num tipo de bomba de calor. No entanto, no mercado existem outros modelos e tipos de sistemas. As diferenças a nível de construção são bastantes, mas esquematicamente os modelos disponíveis podem ser divididos em três grupos, sendo que a diferença entre eles é basicamente a colocação do condensador. Nos próximos subcapítulos, dois desses três grandes grupos vão ser identificados e discutidos, apresentando as suas vantagens e desvantagens. O outro grupo é o tipo de construção com condensador externo, que já foi previamente referido e explicado (Figura 2.2b)).

2.3.1 Serpentina em torno do tanque (Coil around the tank)

Neste tipo de construção, o permutador de calor no qual ocorre a condensação do refrigerante é uma serpentina que envolve o tanque. Esta alternativa permite um tanque com diâmetro menor, e garante que a estratificação seja perfeitamente natural (Grupo Bosch, 2012). No entanto, este tipo de condensador implica uma ligação física entre o módulo de aquecimento e o tanque. Muitas vezes esta ligação permanente é admissível, mas se o objetivo for, por exemplo, uma solução em que o módulo e o tanque possam ser transportados separadamente, não será fácil o acoplamento. Outra desvantagem deste tipo de construção é o comprimento do condensador, que para além de provocar uma grande perda de carga, também necessita de uma carga de refrigerante elevada (Grupo Bosch, 2012). adicionalmente as perdas de calor para o exterior serão mais elevadas a menos que se recorra a espessuras de isolamento consideráveis.

A Figura 2.13 mostra esquematicamente este tipo de solução para a bomba de calor. A disposição dos componentes de refrigeração é meramente esquemática.

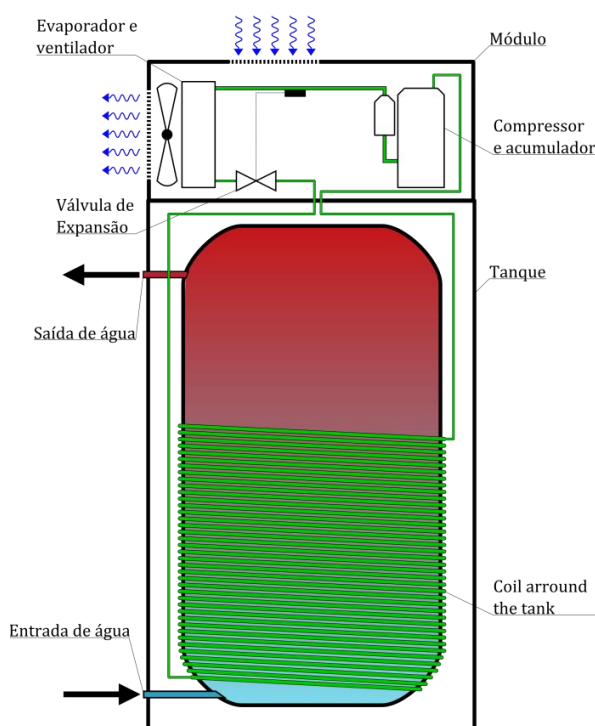


Figura 2.13: Esquema de uma construção de serpentina em torno do tanque.

2.3.2 Serpentina dentro do tanque (Coil inside the tank):

Esta solução tem como base “mergulhar” o condensador na água, garantindo assim uma maximização da área para a efectiva transferência de calor. É por norma uma solução mais barata do que a anteriormente referida, tendo como grande desvantagem uma possível fuga do refrigerante. Neste cenário a água do tanque é totalmente contaminada, o que pode trazer graves riscos para a saúde de quem a utiliza. Para reduzir ao máximo este risco, é utilizado um tubo de parede dupla, o que encarece a solução. Mais uma vez, em termos de modularidade, esta construção assemelha-se à anterior, sendo este também um dos seus pontos fracos. Uma outra desvantagem é que não permite operações de manutenção sem danificar o tanque. A Figura 2.14 mostra esquematicamente a construção de um condensador no interior do tanque.

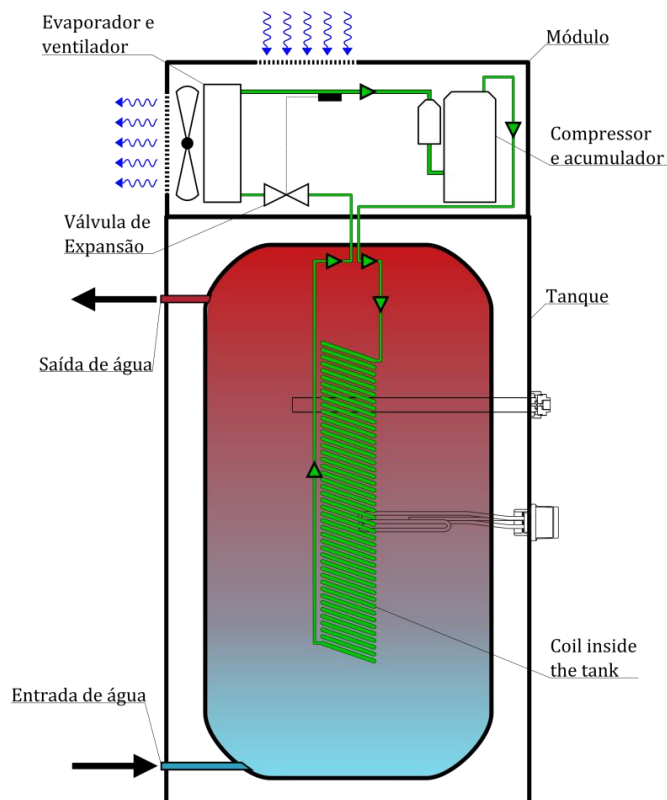


Figura 2.14: Esquema de uma construção de serpentina dentro do tanque.

2.4 Dispositivos de segurança, medida e controlo

Os dispositivos de segurança e preservação são atuadores que se encarregam da segurança do utilizador e da preservação da integridade da bomba de calor. Existem dois tipos básicos de dispositivos de segurança: os que atuam diretamente no sistema, e os que necessitam de um intermediário (por exemplo, uma eletrónica de segurança).

O pressostato é o componente que acuta diretamente, desligando automaticamente o compressor, quando a pressão sobe acima de um dado valor. Na bomba de calor em estudo, o valor máximo admitido é de 27 bar. Do segundo grupo (dispositivos que atuam indiretamente no sistema) fazem parte o sensor do ar, termóstato da resistência elétrica, termóstato do compressor, sensor de temperatura de água fria e limitador de corrente do compressor. Estes não atuam diretamente, mas co-



municam com a eletrónica de segurança, que por sua vez controla os componentes, de modo a assegurar que tudo funciona conforme o esperado.

Os dispositivos de medida, comando e controlo garantem que o comportamento da bomba de calor é o desejado pelo utilizador. Por exemplo, se o utilizador quiser ter rapidamente água quente disponível, pode utilizar o modo *Full*. Esta opção vai desencadear uma série de eventos que promovem um rápido aquecimento da água. Seguidamente é apresentado um exemplo do funcionamento destes dispositivos no caso de o modo *Full* ser ativado:

- O sensor do topo do tanque vai ler a temperatura da água (dispositivo de medida) e compará-la com o desejado pelo utilizador;
- Se este valor for menor que o definido, a eletrónica (dispositivo de comando) vai ligar a resistência elétrica para servir de apoio, de modo a acelerar o processo de aquecimento da água do tanque.
- Durante este tempo, o sensor do topo vai controlando a temperatura da água (dispositivo de controlo) e assim que esta chegar ao valor pretendido, será enviado um sinal à eletrónica para desligar tanto o compressor como a resistência.

Capítulo 3 : Coeficiente de performance (COP)

3.1 O que é o COP?

O Coeficiente de Performance ou COP (*Coefficient Of Performance*) é o grande indicador do desempenho de sistema de refrigeração por compressão de vapor. O COP representa a quantidade de energia que se pode obter na forma de calor, partindo de um dado input de energia elétrica. Por exemplo, uma máquina com um COP de 3, consegue “triplicar” a energia eléctrica de entrada, fornecendo calor na fonte quente que é o triplo desta energia entrada.

O COP pode ter duas formas: O COP de aquecimento e o COP de refrigeração. Isto deve-se ao facto de a máquina de compressão de vapor poder ser utilizada para qualquer destas duas funções. Por exemplo, num frigorífico o COP avaliado será a relação entre o calor que é removido do seu interior e a energia eléctrica consumida.

3.1.1 COP da bomba de calor

No caso das bombas de calor para aquecimento de águas sanitárias, como o objetivo é aquecer a água, o COP é a relação entre a energia fornecida à água e a energia eléctrica total utilizada. Assim, o COP_{hp} (COP da bomba de calor isolada) pode ser expresso da seguinte forma:

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (3.1)$$

onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, em *Watts*, e \dot{W} é a potência eléctrica fornecida ao sistema, também em *Watts*.

Apesar de numa primeira análise parecer simples, a avaliação do COP é bastante complexa, dependendo de vários fatores. Um dos objetivos desta dissertação é precisamente conseguir simular a grande maioria desses fatores de dependência, o que teoricamente resultará num modelo capaz de avaliar o COP de qualquer bomba de calor, com uma construção idêntica àquela que é estudada.

Resta ainda destacar que o COP do módulo de aquecimento é avaliado instantaneamente, ou seja, varia com a variação da temperatura de entrada da água. Esta variação torna difícil a obtenção de um valor de COP fixo, que possa ser apresentado como característica fidedigna do aparelho.

3.1.2 COP do sistema como um todo

Uma bomba de calor para produção de água quente sanitária tem normalmente associado uma série de dispositivos secundários que consomem energia elétrica (ventilador, bomba de água, resistência elétrica de apoio, etc.). Todos estes consumos são contabilizados na avaliação do COP, bem como as perdas de energia, quando a água do tanque está a uma temperatura diferente da do exterior. Em relação aos “ganhos” de energia globais, estes estão diretamente relacionados com a diferença de temperatura na entrada e saída do tanque, isto é, o aumento real da temperatura da água para uso.

Pode-se afirmar que o COP global do sistema, resulta de um balanço a um volume de controlo em que entra água a uma dada temperatura e mediante um input de energia elétrica, sai água a uma temperatura mais elevada (Figura 3.1 onde $T_{w,out} > T_{w,in}$). Desta forma obtém-se um valor de COP mais abrangente, mas que continua a ter o problema de variar com o tempo de funcionamento, isto é, com a temperatura da água no tanque.

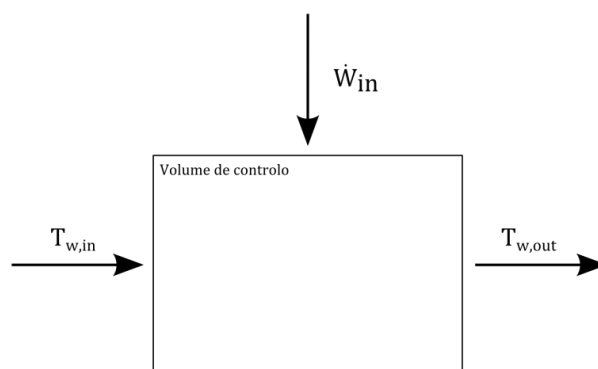


Figura 3.1: Simplificação do sistema para avaliação do COP.

3.2 Como avaliar o COP?

Depois de alguns esclarecimentos em relação ao COP, torna-se necessário obter um COP único e fiável, que possa ser avaliado sempre da mesma forma, independentemente do fabricante e que possa ser o índice caracterizador da bomba de calor. Esta avaliação tem então que ser rigorosa e normalizada, e para tal existem neste momento duas normas para marcação do COP em bombas de calor: EN 255-3 e EN 16147. A primeira norma vai deixar de ser utilizada a curto prazo; no entanto, os fabricantes ainda podem fazer a marcação com base nela. A norma EN-16147 vem substituir a EN255-3, e mostra-se mais realista mas menos vantajosa em termos de COP (European committee for standardization, 2011), o que não é efectivamente relevante porque todos os fabricantes terão que calcular o COP de acordo com ela.

O período de alteração que o mercado de bombas de calor está a passar deixa uma incerteza em relação aos valores que devem ser obtidos. Apesar de a maioria dos fabricantes ainda apresentar a marcação com base na norma EN255-3 (Covita, 2012), não faz sentido direccionar este trabalho para esse procedimento experimental. Sendo assim, todas as avaliações de COP vão ser efetuadas com base na norma EN-16147, descrita em pormenor no Capítulo 4.

3.3 Avaliação comparativa

Seguidamente é apresentada uma avaliação comparativa entre aquelas que são consideradas as principais marcas no mercado de bombas de calor, excluindo as marcas Junkers e Bosch. Esta informação provém unicamente de catálogos e da análise visual dos aparelhos em questão. A escolha dos fabricantes foi feita com base na experiência de mercado da BOSCH (Covita, 2012).

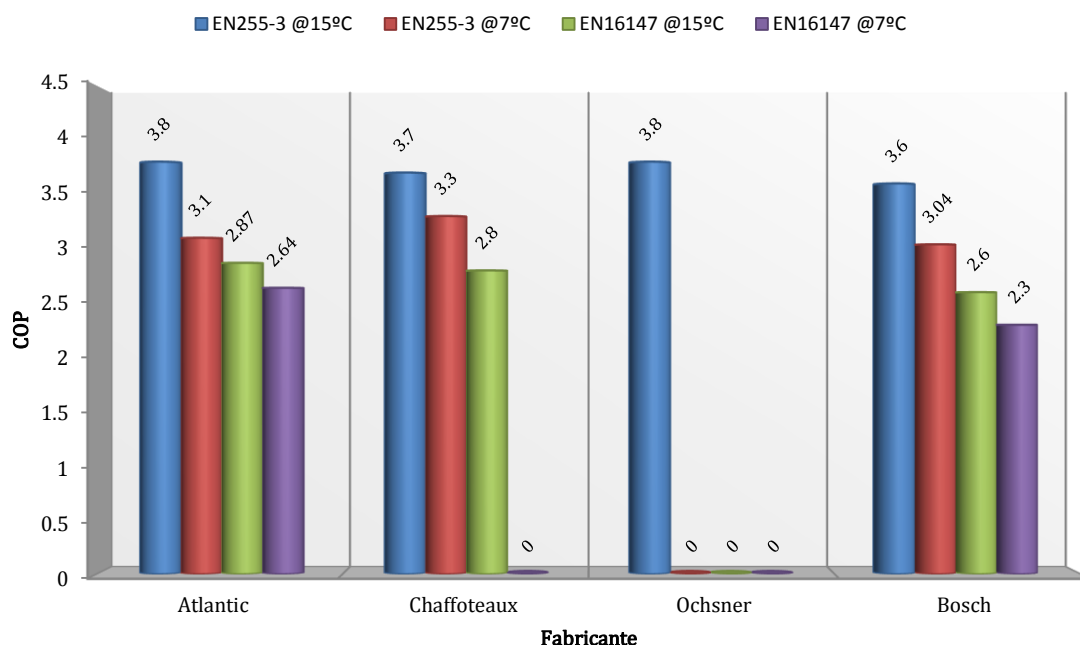
Da análise dos catálogos foi elaborada uma tabela de características principais de cada bomba de calor. Para além disso, após uma inspeção visual a cada um dos aparelhos, foi também criada uma tabela comparativa para cada componente. Estas tabelas podem ser encontradas em anexo.

Relativamente à informação geral, um estudo superficial permite concluir que a bomba de calor da BOSCH é a única, entre as consideradas principais, que utiliza um condensador externo ao tanque. Devido a este facto/fator a carga de refrigerante é obviamente mais reduzida, mas o peso do aparelho é bastante superior ao da Atlantic e Chaffoteaux.

Em termos de COP, a sua avaliação teve também como base os catálogos de fabricantes. Como já foi referido, o COP pode ser avaliado pra diferentes condições de funcionamento; logo, os resultados são apresentados nessas gamas de teste (Tabela 3.1).

Tabela 3.1: Comparação de performance entre várias bombas de calor.

		Atlantic	Chaffoteaux	Ochsner	Bosch
Performance EN255-3	Ar a 15°C	3.8	3.7	3.8	3.6
	Ar a 7°C	3.1	3.3	n.a.	3.04
Performance EN16147	Ar a 15°C	2.87	2.8	n.a.	2.6
	Ar a 7°C	2.64	n.a.	n.a.	2.3



Capítulo 4 : EN 16147-2011 (Resumo)

4.1 Introdução

Este capítulo tem como objetivo fazer uma descrição resumida da norma EN16147:2011. Esta especifica o método de teste para a avaliação do COP, em qualquer bomba de calor para produção de água quente sanitária (ar/água, salmoura/água e água/água), operada por um compressor elétrico e ligada a um reservatório de água quente. A norma europeia referida acima vem substituir a antiga EN255-3, e traz naturalmente algumas mudanças. De um modo geral, as diferenças principais são:

- O novo COP (EN16147) é mais baixo que o anterior (EN255-3). Isto deve-se ao facto de que, na nova norma, as perdas de energia pelo reservatório de água são contabilizadas (European committee for standardization, 2011).
- Na EN16147 existem cinco tipos de perfis de consumo (S, M, L, XL e XXL), dependendo da capacidade do reservatório de água. Estes perfis são a base da determinação do COP (European committee for standardization, 2011).

Termos e definições

- **Água quente sanitária:** água que é aquecida para utilização doméstica ou similar.
- **Coeficiente de performance para utilização de água quente sanitária (COP_{DHW}):** Coeficiente de performance determinado com base num perfil de consumo, incluindo as perdas energéticas do tanque.
- **Utilização:** Processo de “retirar” um dado volume de água quente do sistema acompanhado da entrada de igual volume de água fria no tanque. Normalmente durante um perfil de consumo acontecem várias utilizações, cujos volumes de água retirados não são iguais.
- **Perfil de consumo:** Simulação de um conjunto de utilizações de uma bomba de calor numa base diária.

4.2 Teste de performance e determinação do consumo de energia

4.2.1 Condições de teste:

Na Tabela 4.1 (European committee for standardization, 2011) são apresentadas as condições de teste para os vários tipos de sistemas possíveis.

Tabela 4.1: Condições de teste			
Tipo de fonte de calor	Temperatura do ar ^a da fonte de calor [°C]	Temperatura ambiente da bomba de calor [°C]	Temperatura ambiente do reservatório de água [°C]
Ar exterior (com a bomba de calor no interior)	7(6)	De 15 a 30	20
Ar exterior (com a bomba de calor no exterior)	7(6)	Temperatura da fonte quente	20
Ar interior	15(6)	Temperatura da fonte quente	15

^a Temperatura de bolbo seco (bolbo húmido está entre parêntesis)
A temperatura de entrada de água da rede no tanque deve ser de 10°C.

4.2.2 Princípios do ensaio

O teste consiste em seis etapas principais; no entanto, algumas destas não vão ser analisadas neste trabalho, por não serem relevantes para a determinação do COP. A Figura 4.1 (European committe for standardization, 2011) mostra um exemplo do perfil da temperatura da água quente ao longo de um ensaio completo.

- A. Período de aquecimento;
- B. Determinação da potência em standby;
- C. Determinação do consumo energético e do coeficiente de performance para aquecimento de água sanitária, recorrendo aos perfis de utilização;
- D. Determinação da temperatura de água quente de referência e da quantidade máxima de água quente, numa única utilização;
- E. Teste para estabelecer a gama de temperaturas;
- F. Testes de segurança.

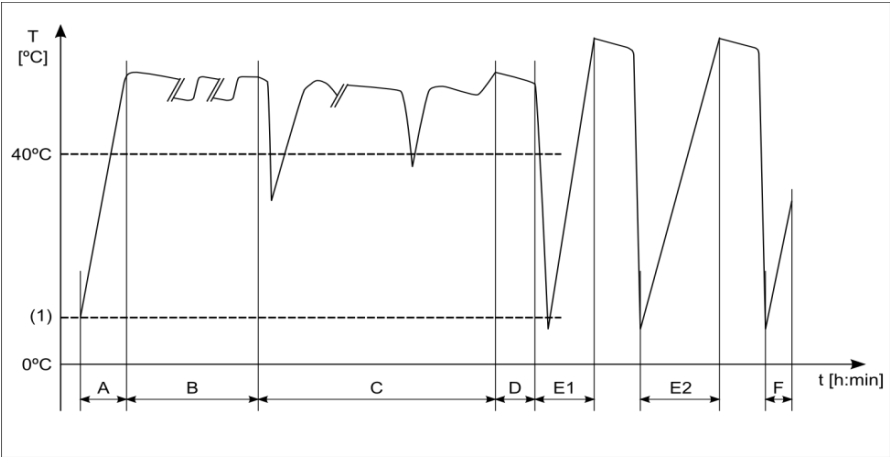


Figura 4.1: Exemplo de perfil de temperatura de água quente durante um teste.

Seguidamente vão ser descritas as seis etapas do ensaio com exceção das etapas D,E e F.

4.2.3 Período de aquecimento

Este teste consiste na avaliação do tempo necessário para aquecer a água do tanque, de um estado inicial até que o compressor seja desligado pelo termóstato. Devem ser monitorizados o tempo de aquecimento e a energia elétrica fornecida.

4.2.4 Determinação da potência em standby

A potência em standby é determinada pela medição de energia elétrica fornecida durante 48 horas, ou menos, caso ocorram 6 ciclos on-off. O objetivo deste ensaio é determinar o input elétrico necessário, para “manter” a temperatura da água dentro do tanque. A potência é então calculada segundo a equação:

$$P_{es} = \frac{W_{es}}{t_{es}} \cdot 3600 \quad (4.1)$$

onde:

- P_{es} é a Potência em standby, em kW;
- W_{es} é a energia fornecida durante o ultimo ciclo on-off, em kWh;
- t_{es} é a duração do ultimo ciclo on-off, em segundos.

4.3 Energia útil, consumo elétrico e COP recorrendo aos perfis de consumo

Segundo a norma EN16147, o perfil de utilização pode ser escolhido pelo fabricante. No entanto, existe uma norma específica para o mercado francês, que impõe qual o perfil a adotar consoante a capacidade do tanque (LCIE, 2011):

- Para volumes iguais ou superiores a 120 litros: perfil **S**;
- Para volumes entre 120 e 250 litros: perfil **M**;
- Para volumes entre 250 e 400 litros: perfil **L ou superior**;

No caso da BOSCH, como o reservatório tem aproximadamente 270 litros, o perfil escolhido é o L (Tabela 4.2).

Tabela 4.2: Perfil de utilização L

	Início da utilização (h:min)	Energia [kWh]	Tipo de utilização	ΔT desejado [K] durante a utilização	ΔT mínimo para conta- bilizar energia [K]
1	07:00	0,105	Pequeno		15
2	07:05	1,400	Duche		30
3	07:30	0,105	Pequeno		15
4	07:45	0,105	Pequeno		15
5	08:05	3,605	Banho	30	0
6	08:25	0,105	Pequeno		15
7	08:30	0,105	Pequeno		15
8	08:45	0,105	Pequeno		15
9	09:00	0,105	Pequeno		15
10	09:30	0,105	Pequeno		15
11	10:30	0,105	Limpeza de chão	30	0
12	11:30	0,105	Pequeno		15
13	11:45	0,105	Pequeno		15
14	12:45	0,315	Lavagem de pratos	45	0



15	14:30	0,105	Pequeno		15
16	15:30	0,105	Pequeno		15
17	16:30	0,105	Pequeno		15
18	18:00	0,105	Pequeno		15
19	18:15	0,105	Limpeza doméstica		30
20	18:30	0,105	Limpeza doméstica		30
21	19:00	0,105	Pequeno		15
22	20:30	0,735	Banho	45	0
23	21:00	3,605	Lavagem de pratos	30	0
24	21:30	0,105	Pequeno		15
Total		11,655			

Volume equivalente de água quente a 60°C: 0,1998m³

4.3.1 Determinação da energia útil

Este teste começa quando a temperatura no tanque chega ao valor pré definido, e acaba passadas 24 horas ou mais, se após as 24 horas a bomba de calor não estiver a funcionar. Se tal acontecer, o teste tem que ser estendido até que a bomba de calor reinicie e páre outra vez, como mostra a Figura 4.2 (European committee for standardization, 2011).

A energia útil na forma de calor (Q_{HP-Tap}) durante uma utilização é dada pela seguinte equação:

$$Q_{HP-Tap} = \frac{1}{3600} \int_0^{t_{Tap}} c_p \cdot \rho(T) \cdot \dot{V}_{Tap} \cdot (\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t)) dt \quad [\text{kW.h}] \quad (4.2)$$

onde:

- \dot{V}_{Tap} é o caudal volumico em m³/s;
- $(\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t))$ é a diferença de temperatura entre a água quente na saída e a água fria na entrada do tanque, em K;
- t_{Tap} é o período de duração da utilização, em s;
- c_p é o calor específico da água, em kJ/(kgK);
- $\rho(T)$ é a densidade da água quente no caudalímetro, em kg/m³.

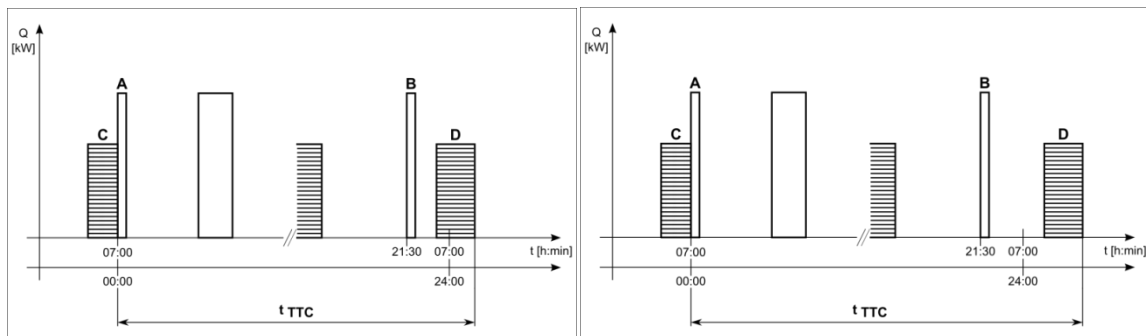


Figura 4.2: Exemplo da determinação do tempo total do teste

- A Primeira utilização de um perfil de consumos;
- B Ultima utilização de um perfil de consumo;
- C Período de funcionamento imediatamente antes do início do teste;
- D Período de funcionamento da bomba de calor após a última utilização;
- t_{TTC} Duração total do ensaio.

Como mostra a Tabela 4.2, existem algumas utilizações que requerem um ΔT mínimo que deve ser alcançado. Isto acontece porque, por exemplo no *dish washing*, a máquina de lavar precisa de um aumento de temperatura de 45°C , ou seja, uma temperatura da água de 55°C . Como por vezes essa temperatura de saída de água não é contemplada, é considerado que uma resistência elétrica na máquina de lavar compensa a falta, e aquece a água até alcançar a temperatura necessária.

Exemplo: Se água sair da bomba de calor a 47°C (faltam 8°C para os 55°C do requisito), considera-se que a resistência elétrica da máquina de lavar compensa estes 8°C em falta. É essa energia que é acrescentada. Neste tipo de utilizações, a equação é a seguinte:

$$Q_{EL-Tap} = \frac{1}{3600} \int_0^{t_{Tap}} c_p \cdot \rho(T) \cdot \dot{V}_{Tap} \cdot (\theta_{WH}(t) + \Delta T_{desired} - \theta_{WC}(t)) dt \quad (4.3)$$

onde:

- \dot{V}_{Tap} é o caudal volumico em m^3/s ;
- $(\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t))$ é a diferença de temperatura entre a água quente na saída, e a água fria na entrada do tanque, em K;
- t_{Tap} é o período de duração da utilização, em s;
- c_p é o calor específico da água, em $\text{kJ}/(\text{kgK})$;
- $\rho(T)$ é a densidade da água quente no caudalímetro, em kg/m^3 ;
- $\Delta T_{desired}$ é a diferença de temperatura que deve ser alcançada, em K.

Finalmente:

$$Q_{HP-TC} = \sum_{i=1}^{n_{Tap}} Q_{HP-Tap_i} \quad (4.4)$$

$$Q_{EL-TC} = \sum_{i=1}^{n_{Tap}} Q_{EL-Tap_i} \quad (4.5)$$

$$Q_{TC} = Q_{HP-TC} + Q_{EL-TC} \quad (4.6)$$

onde:

- n_{Tap} é o número de utilizações durante o perfil de consumo
- i é o índice da utilização

4.3.2 Determinação do consumo elétrico diário

Ao input energético total medido ($W_{EL-M-TC}$) durante o perfil de consumo, é aplicado um fator de correcção associado a outros eventuais elementos que consomem energia:

$$W_{EL-HP-TC} = W_{EL-M-TC} + \sum W_{EL-Corr} \quad (4.7)$$

No entanto, para a avaliação do COP da bomba de calor BOSCH, esta correcção não é aplicada, ou seja:

$$W_{EL-HP-TC} = W_{EL-M-TC} \quad (4.8)$$

onde $W_{EL-M-TC}$ é a energia elétrica consumida, em kWh



4.3.3 Correção das perdas numa base de 24 horas

Como já referido anteriormente, a avaliação do perfil de consumo não tem uma duração bem definida. Como tal, a energia elétrica consumida durante um dado perfil deve ser corrigida numa base de 24 horas. A equação para a avaliação desta energia é:

$$W_{EL-TC} = W_{EL-HP-TC} + (24 - t_{TTC}) \cdot P_{es} + Q_{EL-TC} \quad (4.9)$$

onde:

- W_{EL-TC} é o consumo total de energia elétrica durante o perfil de utilização, em kWh;
- t_{TTC} é o tempo do teste, em horas;
- P_{es} é a potência em standby, em kW;
- Q_{EL-TC} é a energia obtida na forma de calor durante o perfil de utilização.

4.3.4 Coeficiente de performance (COP)

Finalmente, o COP da instalação é dado por:

$$COP_{DHW} = \frac{Q_{TC}}{W_{EL-TC}} \quad (4.10)$$

Capítulo 5 : Modelação do sistema

5.1 Introdução

Analísado o funcionamento típico da bomba de calor e a metodologia de avaliação do COP do sistema como um todo, estão reunidos os elementos necessários para dar início à análise termodinâmica do sistema e respetiva modelação. O principal objetivo deste capítulo é a obtenção de um modelo capaz de simular, não só a bomba de calor em estudo mas também qualquer alteração que lhe possa ser feita, tanto ao nível das condições de trabalho como ao nível de alterações de componentes.

O modelo deve ser o mais minucioso possível, para evitar a propagação de erros, e nenhum fator potencialmente relevante deve ser esquecido; como tal, cada componente vai ser modelado separadamente nas secções 5.4 a 5.8.

A análise do sistema baseia-se no ciclo termodinâmico do refrigerante (R-134a), que pode ser representado num diagrama “temperatura vs entropia”, tal como mostra a Figura 5.1 (ciclo a verde, apenas exemplificativo). Os pontos referentes ao refrigerante são marcados com base na temperatura e na entropia, e os do ar e da água apenas com base na temperatura. Deste modo, verifica-se o decréscimo e acréscimo da temperatura do ar e água, respectivamente, devido à transferência de calor, representada pelas setas a preto. Na Figura 5.1 a curva a preto, representa a linha de saturação do fluido refrigerante.

5.1.1 Descrição do ciclo

Do ponto de vista do refrigerante, R1 representa a entrada no compressor, seguidamente a temperatura e pressão do refrigerante aumentam por meio de um input de energia elétrica, convertida em energia mecânica pelo compressor, num processo que idealmente seria isentrópico (linha vertical no gráfico). No entanto, nos sistemas reais os processos isentrópicos não existem, e uma eficiência isentrópica do compressor tem que ser tomada em conta.

O ponto R2 representa o refrigerante à saída do compressor e à entrada do condensador; este é o primeiro estágio da chamada zona de alta pressão, e a partir daqui o refrigerante começa a trocar calor com a água, num permutador de calor de placas em contracorrente.

Do ponto R2 a R3, já no condensador, o refrigerante ainda está num estado de vapor sobreaquecido e é a partir de R3 que tem início a mudança de fase. O percurso de R3 a R4 (condensação) é aquele em que mais calor é trocado e após R4 o refrigerante entra numa zona de sub-arrefecimento (estado líquido). O ponto R5 marca a saída do condensador, e é também aqui que o refrigerante entra na válvula de expansão, onde é expandido isentalpicamente até uma pressão e temperatura mais baixas.

Depois da expansão, o refrigerante, agora no ponto R6, é uma mistura bifásica líquido vapor e dá entrada no evaporador onde vai ceder calor ao ar ambiente. Durante este processo (de R6 a R7) dá-se a mudança de fase do R134a novamente para o estado de vapor. A partir de R7, ainda no evaporador, o refrigerante volta a seguir para o compressor e continua o seu percurso cíclico.

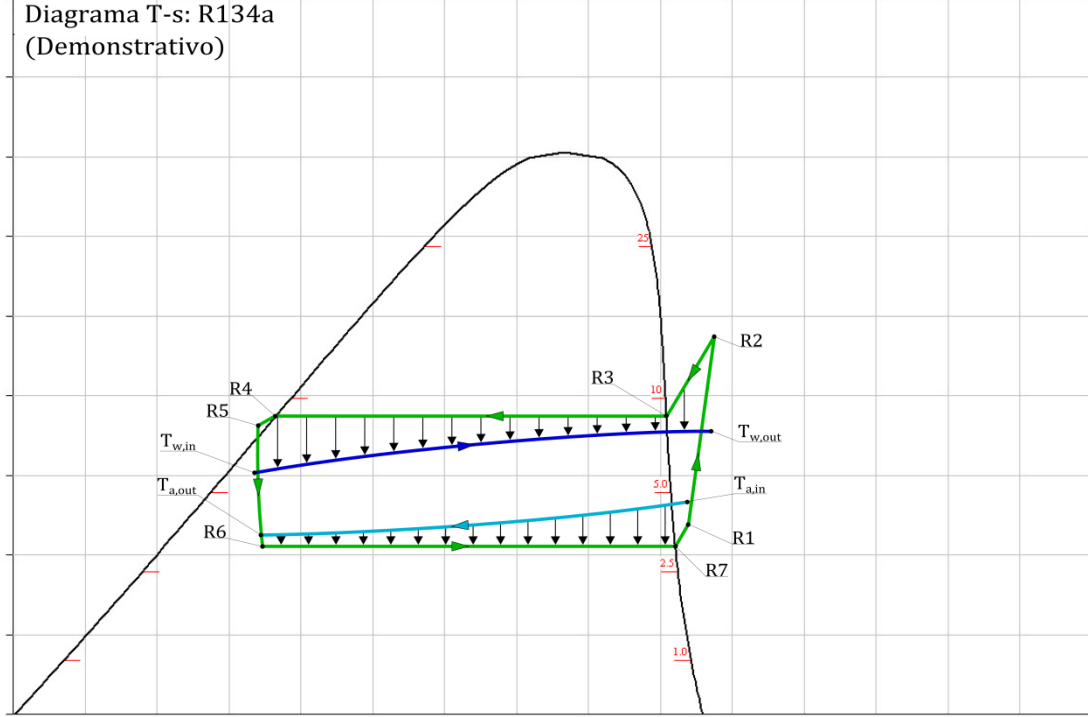


Figura 5.1: Diagrama T-s do R134a (exemplificativo)

5.2 Metodologia de cálculo

Neste subcapítulo vão ser identificadas as variáveis do sistema e um conjunto de equações que permitem a resolução do problema, sendo que no final o número de incógnitas terá que ser inevitavelmente igual ao número de equações. Nesta análise, algumas simplificações normalmente utilizadas na resolução de problemas termodinâmicos vão ser aplicadas:

- O calor específico da água ($c_{p,w}$) é constante;
- Os valores dos caudais mássicos de água (\dot{m}_w) e ar (\dot{m}_a) são conhecidos;
- Os valores de temperatura de entrada da água ($T_{w,in}$) e do ar ($T_{a,in}$) são conhecidos;
- O valor do sobreaquecimento (ΔT_{super}) após a evaporação do refrigerante (R7-R1) é conhecido;
- O coeficiente global de transferência de calor no condensador (UA_{cond}): Depende da geometria e de \dot{m}_r e \dot{m}_w ;
- O coeficiente global de transferência de calor no evaporador (UA_{evap}): Depende da geometria e de \dot{m}_r e \dot{m}_a ;
- Existem apenas duas pressões no sistema, isto é, não se consideram as perdas de carga no percurso do refrigerante.

O primeiro passo é então a identificação das incógnitas cujos valores se pretendem determinar. De um modo geral, e olhando apenas para o módulo de aquecimento, pode-se afirmar que no total, existem **15 incógnitas** iniciais. Estas correspondem às pressões e temperaturas na entrada e saída do condensador (R2 e R5) e do evaporador (R6 e R1), temperaturas de entrada e saída da água e ar e caudais mássicos dos três fluidos. Os pontos intermédios de refrigerante (R3, R4 e R7) não são levados em linha de conta porque nesta fase os permutadores ainda são interpretados como um único volume de controlo; no entanto, no seguimento deste capítulo esta situação vai ser alterada. Sendo assim, as variáveis em aberto são representadas por:

$$\begin{array}{ll}
 P_{R1}; T_{R1} & T_{w,in}; T_{w,out} \\
 P_{R2}; T_{R2} & T_{a,in}; T_{a,out} \\
 P_{R5}; T_{R5} & \dot{m}_w; \dot{m}_a \\
 P_{R6}; T_{R6} & \dot{m}_r
 \end{array}$$

onde as letras P , T e \dot{m} representam respectivamente pressão, temperatura e caudal mássico, e os índices a , w e r ar, água e refrigerante. O índice **in** representa entrada e o **out** saída.

Dos pressupostos apresentados no início deste capítulo, são imediatamente eliminadas quatro incógnitas: \dot{m}_w ; \dot{m}_a ; $T_{w,in}$; $T_{a,in}$ que são já conhecidas. Juntando isto ao facto que no ponto R6 apenas basta saber a pressão ou a temperatura (trata-se de uma mistura bifásica líquido + vapor), o que leva à eliminação de P_{R6} ou T_{R6} , o problema fica reduzido a **10 incógnitas**. Adicionaram-se então algumas equações elementares obtidas da análise do ciclo da Figura 5.1.

$$\begin{array}{ll}
 P_{R2} = P_{R5} & P_{R1} = P_{R6} \\
 h_{R5} = h_{R6} & T_{R1} = T_{R6} + \Delta T_{super}
 \end{array}$$

Com estas quatro equações o problema ficou reduzido a **6 incógnitas**, no entanto, os permutadores de calor ainda não foram analisados. Sendo assim, as próximas são as equações de transferência de calor no condensador, dadas por:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r(h_{R2} - h_{R5}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w c_{p,w}(T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_{cond} = (UA)_{cond} \cdot f_1(T_{w,in}; T_{w,out}; T_{R2}; T_{R5}) \quad (5.3)$$

de onde se obtém:

$$\begin{cases} (UA)_{cond} \cdot f_1(T_{w,in}; T_{w,out}; T_{R2}; T_{R5}) = \dot{m}_r(h_{R2} - h_{R5}) \\ \dot{m}_w c_{p,w}(T_{w,out} - T_{w,in}) = \dot{m}_r(h_{R2} - h_{R5}) \end{cases} \quad (5.4)$$

onde \dot{Q} , h , c_p e UA representam respetivamente: a potência calorífica transferida por unidade de tempo, a entalpia específica do fluido, o calor específico, a pressão constante do fluido e o coeficiente global de transferência de calor do permutador. O índice **cond** representa o condensador e a letra f_1 designa uma função para já desconhecida, isto é, tomando como exemplo a equação (5.3),



sabe-se que o calor transferido depende de uma função das 4 temperaturas $f(T_{w,in}; T_{w,out}; T_{R2}; T_{R5})$, mas esta não está definida de uma forma precisa.

Com esta análise acrescentaram-se mais duas equações, o que perfaz um total de **4 incógnitas** restantes no problema. Analogamente ao que foi feito para o condensador, também o evaporador vai ser explorado. As equações de transferência de calor neste permutador são:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_{R1} - h_{R6}) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_a c_{p,a}(T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (5.6)$$

$$\dot{Q}_{evap} = (UA)_{evap} \cdot f_2(T_{a,in}; T_{a,out}; T_{R1}; T_{R6}) \quad (5.7)$$

de onde se obtém:

$$\begin{cases} (UA)_{evap} \cdot f_2(T_{a,in}; T_{a,out}; T_{R1}; T_{R6}) = \dot{m}_r(h_{R1} - h_{R6}) \\ \dot{m}_a c_{p,a}(T_{a,in} - T_{a,out}) = \dot{m}_r(h_{R1} - h_{R6}) \end{cases} \quad (5.8)$$

onde o índice **evap** representa o evaporador.

Contabilizadas as duas equações de transferência de calor no evaporador, ficam **2 incógnitas** em aberto, e a partir daqui existem algumas alternativas. Pode-se tentar fechar o problema escolhendo “fixar algumas variáveis, isto é, considerá-las constantes. No entanto, como este modelo vai consistir, muito basicamente, num conjunto de cálculos iterativos, há um pormenor que não deve ser esquecido. Analisando o compressor, e partindo do princípio que a sua cilindrada, velocidade de rotação e eficiência são conhecidas (dados de catálogo), pode-se calcular o caudal mássico de refrigerante (equação (5.9)). Obviamente este caudal depende diretamente da pressão e temperatura do fluido. Como tal, o volume específico v_{R1} foi avaliado instantaneamente, hipótese que só é possível recorrendo à tabela de propriedades de saturação do fluido refrigerante.

$$\dot{m}_r = \frac{V_{comp} \cdot Rot_{comp}}{v_{R1} \cdot \eta_{vol}} \quad (5.9)$$

onde **V**, **Rot**, **v** e **η** são, respetivamente: a cilindrada, velocidade de rotação, volume específico e eficiência volumétrica do compressor. Esta equação vem reduzir o número de incógnitas para um; no entanto, a partir deste ponto teve que se fixar um parâmetro de funcionamento. Como tal, seguidamente são apresentados três possíveis pressupostos, sendo que entre estes apenas é necessário considerar um.

- O valor da pressão alta é conhecido;
- O valor da pressão baixa é conhecido;
- O valor do acréscimo de temperatura imposto à água (ΔT_w) é conhecido.

Depois de alguma reflexão, e como o objetivo deste modelo é uma simulação com variação no tempo, devem ser considerados os pressupostos que, segundo os testes realizados, tenham um valor constante ao longo do período de funcionamento da bomba de calor. Na realidade, nenhum dos apresentados tem este comportamento, mas os que mais se aproximam dele são:

- Acréscimo de temperatura imposto à água (ΔT_w);
- Pressão baixa.

A Figura 5.2 e Figura 5.3 mostram, respetivamente, a variação das pressões e do aumento da temperatura da água ao longo do funcionamento da bomba de calor em análise. Da observação destas figuras, conclui-se que a pressão baixa e o aumento da temperatura da água apresentam comportamentos que efetivamente podem ser aproximados a inalteráveis ao longo do tempo. No

entanto, a evolução da pressão baixa mostra ser a mais aproximada a uma constante. Por isto, foi esta a condição adotada nesta modelação, e vai ser levada em linha de conta durante todo este capítulo.

Na prática, a uma dada instalação corresponde um dado volume interior, que carregado com uma dada quantidade de fluido refrigerante fica sujeita a uma dada pressão interna. É esta a condição em falta para fechar o problema.

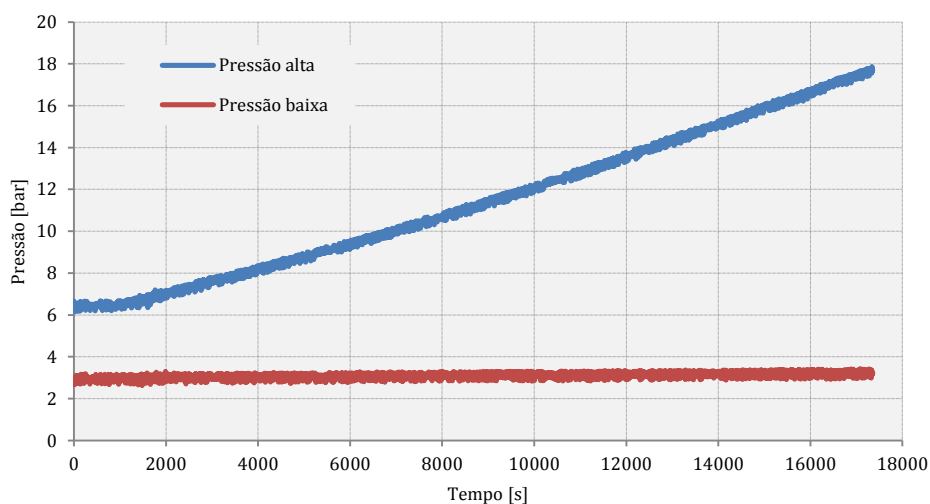


Figura 5.2: Variação das pressões de funcionamento.

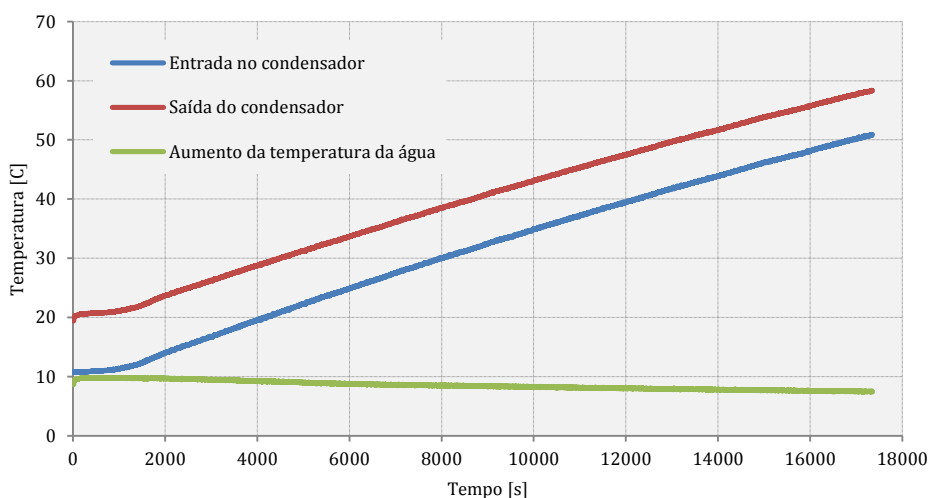


Figura 5.3: Aumento da temperatura da água durante o funcionamento do aparelho.

5.3 Introdução à modelação

Para facilitar a modelação do sistema foi desenhado um esquema com todos os pontos que vão ser analisados (Figura 5.4). Este combina a totalidade dos componentes, e é com base na nomenclatura apresentada que toda a modelação vai ser realizada. De um modo geral, os circuitos principais foram divididos e a cada um foi atribuída uma letra, a esta junta-se um número que representa a posição do fluido no circuito. Posteriormente, no estudo detalhado de cada elemento, vai ser apresentado um esquema de pormenor do mesmo. Todo este trabalho de identificação revelou ser ex-



tremamente útil, principalmente do ponto de vista das equações da modelação, pois assim é fácil relacionar qualquer variável com a zona que está a ser estudada.

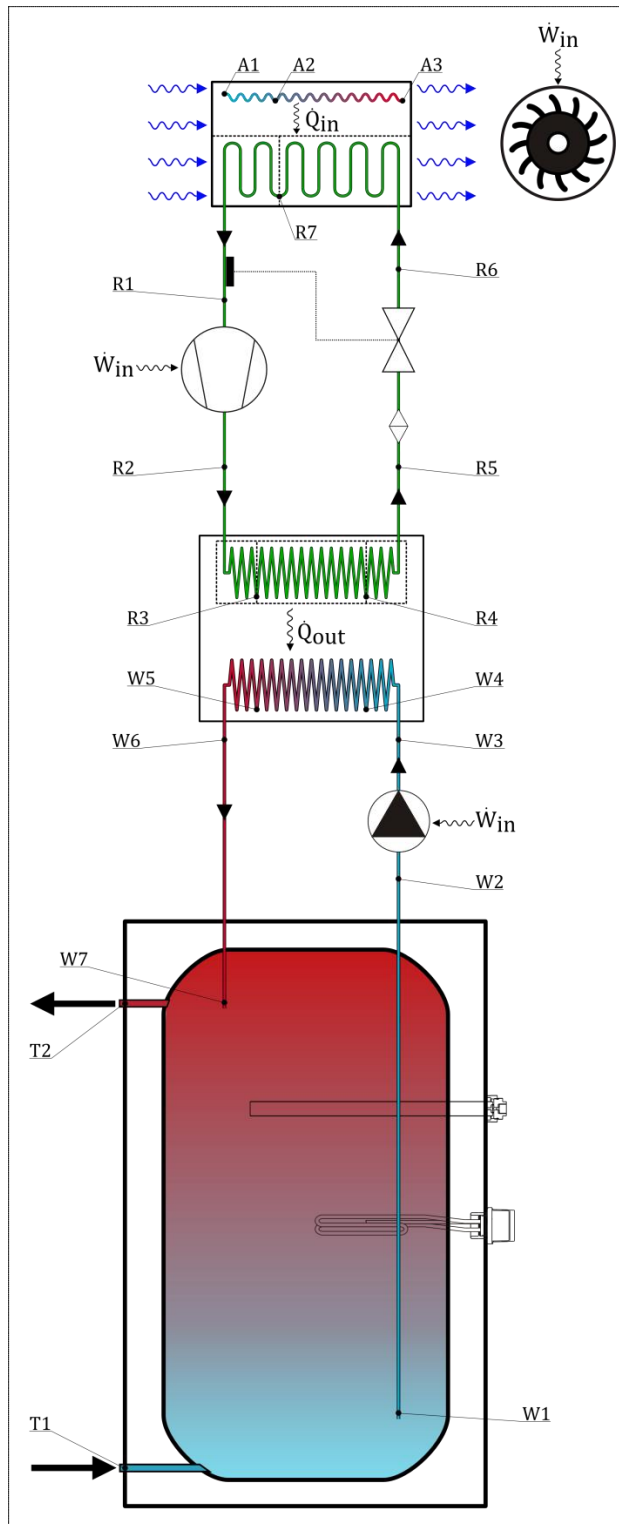


Figura 5.4: Esquema do sistema completo de bomba de calor para produção de água quente sanitária.

Legenda:

Circuito de refrigerante (Símbolo R):

- R1: Entrada no compressor;
- R2: Saída do compressor e entrada no condensador;
- R3: Início da condensação;
- R4: Fim da condensação;
- R5: Saída do condensador e entrada da válvula de expansão;
- R6: Saída da válvula de expansão e entrada do evaporador;
- R7: Fim da evaporação;

Circuito de água (Símbolo W):

- W1: Tubo de “pesca”;
- W2: Entrada na bomba de água;
- W3: Entrada no condensador;
- W4: Zona correspondente ao fim da condensação do refrigerante;
- W5: Zona correspondente ao início da condensação do refrigerante.
- W6: Saída do condensador;
- W7: Tubo de descarga;

Circuito de ar (Símbolo A):

- A1: Entrada no evaporador;
- A2: Início zona de condensação;
- A3: Saída do evaporador;

Circuito de água quente sanitária (Símbolo T):

- T1: Entrada de água fria no tanque;
- T2: Saída de água quente do tanque;

Uma vez definida a estrutura da bomba de calor e a metodologia de cálculo, as próximas secções apresentam a modelação individual de cada componente. Nestas secções, para simplificar a apresentação de algumas equações, adotou-se um método de representar as propriedades dos fluidos, em que a ideia principal é definir qualquer propriedade termodinâmica, com quatro parâmetros:

1. Tipo de propriedade
2. Nome do fluido
3. Propriedade conhecida número 1
4. Propriedade conhecida número 2

Este método deve ser escrito em forma de função, tal como apresentado na equação (5.10), que basicamente representa a temperatura (**T**) do fluido R134a (**R134a**) a uma pressão de 1 bar (**P=1**) e com uma entalpia específica de 250 kJ/kg (**h=250**).

$$T_R = T(R134a; P = 1; h = 250) \quad (5.10)$$

Para além de temperatura, podem ainda ser representadas as seguintes propriedades termodinâmicas:

- Pressão (**P**)
- Entalpia específica (**h**)
- Entropia específica (**s**)
- Título (**x**)
- Volume específico (**v**)
- Número de Prandtl (**Pr**)
- Viscosidade dinâmica (**μ**)
- Condutividade térmica (**λ**)

5.4 Compressor

Para a modelação do compressor, partiu-se do esquema da Figura 5.4 e isolou-se o componente, o que resultou na Figura 5.5. Desta pode-se concluir que, para esta modelação, os pontos do ciclo participantes são o R1 e R2.

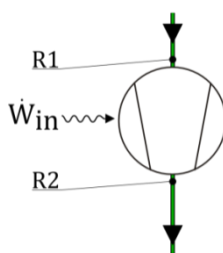


Figura 5.5: Representação esquemática do compressor.

Os principais parâmetros de entrada deste bloco de cálculo são:

- Cilindrada: V_{comp} ;
- Velocidade de rotação: Rot_{comp} ;
- Eficiência volumétrica: η_{vol} ;
- Eficiência isentrópica: η_{isent} ;
- Eficiência elétrica: $\eta_{comp,elec}$;
- Eficiência mecânica: $\eta_{comp,mech}$;



- Sobreaquecimento no evaporador: ΔT_{super} ;
- Pressão de evaporação: P_{evap} ;

A temperatura do refrigerante na entrada do compressor é determinada a partir do valor da pressão baixa, que combinada com o facto de estar a acontecer mudança de fase permite encontrar a temperatura de evaporação. A esta temperatura adiciona-se um sobreaquecimento fixo, imposto pela válvula de expansão, e obtém-se a temperatura desejada:

$$T_{R1} = T(R134a; P = P_{evap}; x = 1) + \Delta T_{super} \quad h_{R1} = h(R134a; P = P_{evap}; T = T_{R1}) \quad (5.11)$$

Como já referido na metodologia de cálculo, devido à possibilidade de avaliar as propriedades do fluido em cada instante de cálculo, é possível determinar o caudal de refrigerante com base no volume específico na entrada do compressor:

$$\dot{m}_r = \frac{V_{comp} \cdot RPM_{comp}}{v_{R1} \cdot \eta_{vol}} \quad (5.12)$$

onde v_{R1} é o volume específico no ponto R1, avaliado com base na temperatura e pressão do mesmo. Uma primeira análise, considerando que a compressão é isentrópica, serve para determinar a entalpia “ideal” do refrigerante na saída do compressor (R2).

$$s_{R1} = s_{R2,ideal} = s(R134a; T_{R1}; P_{evap}) \quad (5.13)$$

$$h_{R2,ideal} = h(R134a; P = P_{cond}; s = s_{R2,ideal}) \quad (5.14)$$

No entanto, o processo de compressão não é isentrópico. Considerando uma eficiência isentrópica de 70% para o compressor, pode-se determinar a entalpia específica real do refrigerante na saída do compressor, bem como a potência real fornecida ao sistema e a potência elétrica consumida.

$$h_{R2} = h_{R1} + \left(\frac{h_{R2,ideal} - h_{R1}}{\eta_{isent}} \right) \quad (5.15)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r \cdot (h_{R2} - h_{R1}) \quad (5.16)$$

$$\dot{W}_{comp,elec} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{comp,elec} \eta_{comp,mech}} \quad (5.17)$$

Ficam assim definidas as equações que regem o comportamento do refrigerante na passagem pelo compressor. Passa-se agora para a etapa seguinte, o condensador.

5.5 Condensador

O escoamento de refrigerante no condensador é um fenómeno algo difícil de prever e caraterizar, e como tal, para simplificar esta análise o permutador de calor foi dividido em três partes:

- **Sub-permutador de sobreaquecimento:** O refrigerante no estado de vapor sobreaquecido troca calor com a água (R2-R3);
- **Sub-permutador de condensação:** O refrigerante muda de fase e troca calor com a água (R3-R4);
- **Sub-permutador de sub-arrefecimento:** O refrigerante no estado de líquido sub-arrefecido troca calor com a água (R4-R5).

Este tipo de abordagem, também utilizada por Fardoun et al. (Fardoun, Ibrahim, & Zoughaib, 2011) e Jokar et al. (Jokar, Hosni, & Eckels, 2006) nos seus estudos de permutadores de placas, tem como grande vantagem a possibilidade de saber exatamente que fração de área do permutador está em cada fase do refrigerante, e qual o coeficiente global de transferência de calor inerente.

O esquema da modelação deste componente é o apresentado na Figura 5.6, onde para além do circuito de refrigerante está também presente o circuito de água, cujo escoamento é considerado como tendo sempre a mesma natureza durante a troca de calor. Este pressuposto é utilizado porque a água escoar sempre na fase líquida, com uma diferença de temperatura máxima de 11°C. A velocidade do escoamento também é normalmente constante, variando apenas um pouco com a densidade da água, uma vez que o caudal volúmico é imposto pela bomba de água.

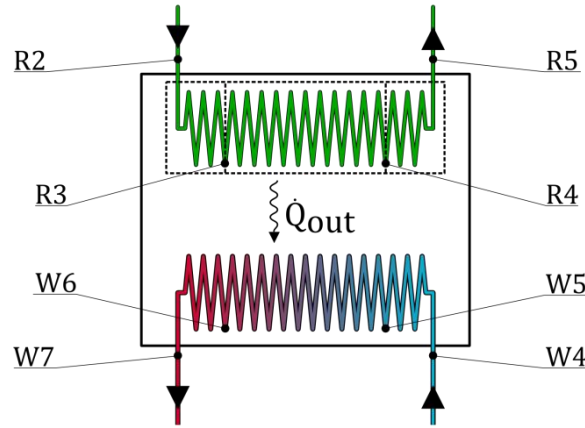


Figura 5.6: Representação esquemática do condensador

Do lado do refrigerante a entalpia no ponto R2 foi já determinada na secção anterior (compressor). De seguida são apresentadas as equações que permitem caracterizar os restantes pontos deste permutador do ponto de vista de ambos os fluidos:

Refrigerante

$$T_{R2} = T(R134a; P = P_{cond}; h = h_{R2})$$

$$T_{R3} = T(R134a; P = P_{cond}; x = 1)$$

$$T_{R4} = T(R134a; P = P_{cond}; x = 0)$$

$$T_{R5} = T(R134a; P = P_{cond}; h = h_{R5})$$

h_{R2} foi calculada no compressor

$$h_{R3} = h(R134a; P = P_{cond}; x = 1)$$

$$h_{R4} = h(R134a; P = P_{cond}; x = 0)$$

$$h_{R5} = h_{R4} - \frac{\dot{Q}_{sub}}{\dot{m}_r}$$

Água

$$T_{W4} = T_{W1}$$

$$T_{W5} = T_{W4} - \frac{\dot{Q}_{sub}}{\dot{m}_w \times c_{p,w}}$$

$$T_{W6} = T_{W5} + \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_w \times c_{p,w}}$$

$$T_{W7} = T_{W6} + \frac{\dot{Q}_{super}}{\dot{m}_w \times c_{p,w}}$$

$$h_{W4} = h(\text{Water}; T = T_{W4}; P = P_{W4})$$

$$h_{W5} = h(\text{Water}; T = T_{W5}; P = P_{W5})$$

$$h_{W6} = h(\text{Water}; T = T_{W6}; P = P_{W6})$$

$$h_{W7} = h(\text{Water}; T = T_{W7}; P = P_{W7})$$

Para esta modelação é ainda essencial deixar os parâmetros geométricos do permutador como variáveis de entrada que podem ser alteradas, pois só assim é garantida a possibilidade de uma análise paramétrica. Estes parâmetros geométricos são apresentados com base no trabalho de Longo (Longo, 2010) que estudou a transferência de calor e a perda de carga durante a condensação de hidrofluorcarbonetos (HFC), no estado de vapor saturado, no interior de um permutador de placas.



Assim, segundo Longo (Longo, 2010), as dimensões principais do permutador de calor de placas são (Figura 5.7 (Longo, 2010)):

Altura da ondulação: b

Número de canais para água: $n_{ch,w}$

Fator de esbatimento: Φ

Número de canais para refrigerante: $n_{ch,r}$

Largura de cada placa: W_{placa}

Ângulo das ondulações: β

Diâmetro hidráulico dos canais: $d_h = 2b$

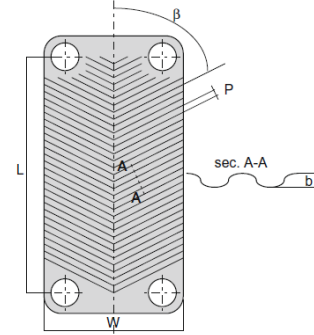


Figura 5.7: Exemplo de um permutador de placas.

5.5.1 Sobre aquecimento

Estabelecida a nomenclatura para as dimensões do condensador, passou-se à análise do sub-permutador de sobreaquecimento. Aqui, o refrigerante entra no estado de vapor sobre-aquecido (ponto R2), enquanto o valor da temperatura de entrada da água é imposto pelos sub-permutadores anteriores. A temperatura de saída do refrigerante (ponto R3) depende apenas da pressão, uma vez que nesse ponto tem início o processo de mudança de fase. O calor transferido por unidade de tempo, enquanto o refrigerante é vapor sobreaquecido, é dado por um balanço energético ao volume de controlo apresentado na Figura 5.6, tanto do lado do refrigerante (equação (5.18)), como do lado da água (equação (5.19)):

$$\dot{Q}_{super} = \dot{m}_r \times (h_{R2} - h_{R3}) \quad (5.18)$$

$$\dot{Q}_{super} = \dot{m}_w \times c_{p,w} \times (T_{W7} - T_{W6}) \quad (5.19)$$

onde o índice **super** representa o sub-permutador de sobreaquecimento (do inglês *Superheat*).

Como o objetivo desta divisão do permutador é avaliar qual a área dedicada a cada tipo de escoamento, então faz naturalmente todo o sentido calcular o coeficiente global de transferência de calor. Este pode ser obtido, pelo método da diferença média logarítmica das temperaturas, segundo a equação:

$$(UA)_{super} = \frac{\dot{Q}_{super}}{\Delta T_{LMTD}} \times F \quad (5.20)$$

onde \dot{Q}_{super} é calculado com base na equação (5.18) e ΔT_{LMTD} é a diferença média logarítmica das temperaturas dos fluidos participantes na troca de calor, dada pela equação (5.21). O fator F é uma constante que difere dependendo do permutador, no caso de um permutador perfeito em contracorrente, esta variável toma o valor de 1. No caso de um permutador de placas, tal como apresentado por Sunden et al. (Wang, Sundén, & Manglik, 2007) para um permutador de calor de placas em contracorrente com um número de placas relativamente baixo (por exemplo 5, como o caso de estudo) o valor deste fator é muito aproximadamente 1.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{R2} - T_{W7}) - (T_{R3} - T_{W6})}{\ln \frac{T_{R2} - T_{W7}}{T_{R3} - T_{W6}}} \quad (5.21)$$

No entanto, por outro lado o coeficiente global de transferência de calor deve ser esmiuçado de modo a isolar a variável que se pretende calcular: a área do permutador. Assim:

$$(UA)_{super} = U_{super} \times A_{super} \quad (5.22)$$

como o permutador em causa é um permutador de placas, a área de transferência de calor do lado do fluido quente é igual à área de transferência de calor do lado do fluido frio, e consequentemente, pode-se simplificar a expressão para o cálculo de U_{super} :

$$U_{super} = \frac{1}{\frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,super}}} \quad (5.23)$$

onde h_w e $h_{r,super}$ são respetivamente o coeficiente de convecção da água e o coeficiente de transferência de calor por convecção do refrigerante neste sub-permutador, é de notar que a resistência térmica correspondente à placa (condução térmica) não está a ser considerada por não ser relevante.

Estes coeficientes foram calculados com base em expressões empíricas e, para o caso da água, a correlação utilizada foi a proposta por Longo (Longo, 2010) para o escoamento de água num permutador de placas:

$$h_w = 0,277 \cdot \frac{\lambda_w}{d_h} \cdot Re_w^{0,766} \cdot Pr_w^{0,333} \quad (5.24)$$

onde λ e d_h são, respetivamente, a condutividade térmica e o diâmetro hidráulico do escoamento. Pr é o numero de Prandtl e o índice w representa o fluido água. Finalmente, Re é o número de Reynolds, dado pela equação:

$$Re_w = \frac{G_w \cdot d_h}{\mu_w} \quad (5.25)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica e G_w é o fluxo mássico, calculado como:

$$G_w = \frac{\dot{m}_w}{n_{ch,w} \cdot W_{placa} \cdot b} \quad (5.26)$$

Relativamente ao escoamento de refrigerante, a correlação utilizada para o cálculo do número de Nusselt (equação (5.27)) foi inicialmente proposta por Kim e apresentada por Cascales (Cascales, Gracia, Salvador, & Maciá, 2007) no seu estudo sobre correlações de transferência de calor por evaporação e condensação em permutadores de placas. Esta expressão empírica foi construída com base em dados experimentais; no entanto, segundo Cascales (Cascales, Gracia, Salvador, & Maciá, 2007), é também uma boa aproximação para um escoamento sem mudança de fase.

$$Nu_{r,gas} = 0,295 \cdot Re_{r,gas}^{0,64} \cdot Pr_{r,gas}^{0,32} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0,09} \quad (5.27)$$

onde Nu representa o número de Nusselt e o índice r, gas define o fluido como sendo refrigerante no estado de vapor. O número de Reynolds é determinado de forma análoga ao da água como:

$$Re_{r,gas} = \frac{G_r \cdot d_h}{\mu_{r,gas}} \quad (5.28)$$



Determinado o número de Nusselt, é simples calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção como:

$$h_{r,super} = \frac{\lambda_w}{d_h} \cdot Nu_{r,gas} \quad (5.29)$$

Por último, e para concluir o objetivo deste subcapítulo, determinou-se a fração de área dedicada a esta transferência térmica. Esta representa o comprimento necessário para que o refrigerante, ao trocar calor com a água, alcance o ponto de vapor saturado, imediatamente antes de se iniciar a sua mudança de fase. Juntando as equações (5.20) e (5.22) surge a relação que permite calcular esta área:

$$A_{super} = \frac{\dot{Q}_{super}}{F \times \Delta T_{LMTD} \times U_{super}} \quad (5.30)$$

Pode-se ainda saber qual a área “restante” para os próximos dois tipos de troca de calor presentes no permutador de placas, sendo esta dada pela equação:

$$A_{total} - A_{super} = A_{sub} + A_{cond} \quad (5.31)$$

Dando por terminada esta parte da modelação do condensador, passa-se então para a análise da troca térmica associada à mudança de fase.

5.5.2 Mudança de fase

Nesta zona do condensador, o refrigerante entra como vapor saturado e muda de fase ao longo do permutador, fenómeno este que liberta grandes quantidades de energia. Devido a este facto, é aqui que a água sofre o maior acréscimo de temperatura, que pode ser traduzido num “ganho” energético pela equação:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w \times c_{p,w} \times (T_{W6} - T_{W5}) \quad (5.32)$$

onde o índice **cond** identifica este sub-permutador.

Por outro lado, pode-se afirmar que o calor ganho pela água é igual ao perdido pelo refrigerante. Este pode ser indicado pela equação (5.33), que resulta de um balanço energético ao volume de controlo correspondente ao sub-permutador em análise, agora do lado do refrigerante.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r \times (h_{R3} - h_{R4}) \quad (5.33)$$

Esta modelação segue a mesma metodologia da anteriormente apresentada (secção 5.5.1: sobreaquecimento) que, simplificadamente, consiste em:

1. Cálculo de U_{cond} :
2. Cálculo de ΔT_{LMTD} :
3. Cálculo da área dedicada ao sub-permutador: $A_{cond} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{F \times \Delta T_{LMTD} \times U_{cond}}$

No entanto, na determinação do coeficiente U_{cond} existe uma diferença nos coeficientes de convecção relativamente ao da água, como se considera que o escoamento se dá sempre na mesma fase, assumiu-se que também o coeficiente de transferência de calor por convecção é o mesmo ao longo do permutador. No entanto, para o fluido refrigerante, o escoamento é muito diferente e uma nova

correlação teve que ser utilizada. Neste campo, alguns autores apresentam expressões diferentes; foi então estudada a literatura e surgiram duas correlações apresentadas no trabalho de Longo (Longo, 2010) sobre permutadores de placas.

A primeira resulta de uma análise realizada originalmente por Nusselt, e é mais indicada para escoamentos laminares ($G_r < 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$), controlados principalmente pela gravidade. O coeficiente de transferência de calor por convecção é dado por:

$$h_{Nusselt} = 0.943 \left[\frac{\lambda_{liq}^3 \rho_{liq}^2 \Delta h_{fg}}{\mu_{liq} \Delta T \times L} \right] \quad (5.34)$$

onde ΔT é a diferença entre a temperatura de saturação do líquido e a temperatura da parede e L é a altura da parede vertical. As letras λ , ρ , Δh_{fg} e μ , simbolizam as propriedades do fluido refrigerantes, respetivamente: condutividade térmica, densidade, entalpia específica de mudança de fase e viscosidade dinâmica. O índice *liq* representa o estado do fluido para efeitos de avaliação de propriedades.

Deve-se ainda multiplicar o valor obtido por um fator de alargamento, que fisicamente representa a relação entre a área frontal projetada e a área frontal estampada de cada placa; esta última é naturalmente maior devido às ondulações existentes nas placas. A equação (5.35) apresenta a forma final do cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção:

$$h_{cond} = \Phi h_{Nusselt} \quad (5.35)$$

onde Φ é o fator de alargamento. A segunda correlação analisada, também apresentada por Longo (Longo, 2010), deriva de um estudo realizado por Akers et al para escoamento forçado ($G_r > 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$). A equação (5.36) apresenta a expressão obtida por Akers:

$$h_{cond} = \Phi 5,03 \cdot \frac{\lambda_{liq}}{d_h} \cdot Re_{r,eq}^{0,333} \cdot Pr_{liq}^{0,333} \quad (5.36)$$

onde Re_{eq} é o numero de Reynolds equivalente, para um escoamento em que o fluido muda de fase, calculado segundo a equação:

$$Re_{r,eq} = \frac{G_{r,eq} \cdot d_h}{\mu_{liq}} \quad (5.37)$$

onde $G_{r,eq}$ é o fluxo mássico equivalente, ou seja, é uma aproximação com base no fluxo mássico do refrigerante que é multiplicado por um coeficiente de ajuste, obtido como:

$$G_{r,eq} = G_r \cdot \left[(1 - X_m) + X_m \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{gas}} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (5.38)$$

onde X_m é o título médio durante o escoamento e o índice **gas** representa o estado do fluido (vapor) para efeitos de análise de propriedades. A letra G é o fluxo mássico “normal” calculado segundo a equação:

$$G_r = \frac{\dot{m}_r}{n_{ch,r} \cdot W_{placa} \cdot b} \quad (5.39)$$



Uma análise às correlações que possivelmente poderiam ser utilizadas mostrou que a correlação de Akers et al. apresenta melhores resultados, principalmente devido à natureza do escoamento em estudo ($G_r > 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$). Esta dúvida surgiu precisamente porque o fluxo mássico normalmente toma valores entre 20 e 30 kg/m²s, relativamente perto do “ponto de viragem” do tipo de escoamento.

Nesta fase da modelação, as áreas dedicadas ao sobreaquecimento e condensação estão já determinadas. Calculou-se então a área disponível para o sub-arrefecimento, que é o próximo e último sub-permutador do condensador. Esta área é dada pela equação:

$$A_{total} - A_{cond} - A_{super} = A_{sub} \quad (5.40)$$

onde o índice **sub** representa o subpermutador de sub-arrefecimento.

5.5.3 Sub arrefecimento

Como já referido anteriormente, este sub-permutador é o último da modelação do condensador. Aqui, o refrigerante entra imediatamente depois de passar ao estado de líquido sub-arrefecido, e sai a uma temperatura que depende naturalmente da área do sub-permutador. Esta foi já determinada pela equação (5.40), e com ela pode-se obter o coeficiente global de transferência de calor:

$$(UA)_{sub} = U_{sub} \times A_{sub} \quad (5.41)$$

Por sua vez, U_{sub} depende dos coeficientes de transferência de calor por convecção dos fluidos participantes (equação (5.42)), onde o da água foi já determinado no subcapítulo de sobreaquecimento, e o do refrigerante vai ser calculado neste subcapítulo.

$$U_{sub} = \frac{1}{\frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,sub}}} \quad (5.42)$$

em que o coeficiente de transferência de calor por convecção do refrigerante ($h_{r,sub}$) foi calculado segundo a correlação de Muley, apresentada por Cascales et al. (Cascales, Gracia, Salvador, & Maciá, 2007) no seu trabalho sobre permutadores de placas, e é dada pela equação (5.43). Mais uma vez, a resistência térmica condutiva correspondente às placas não é considerada por ser desprezável.

$$h_{r,sub} = \frac{\lambda_w}{d_h} \cdot 0,44 \cdot \left(\frac{6\beta}{\pi}\right)^{0,38} \cdot Re_{r,liq}^{0,5} \cdot Pr_{r,liq}^{\frac{1}{3}} \quad (5.43)$$

onde β é o ângulo das ondulações das placas do permutador, e $Re_{r,liq}$ é o número de Reynolds, determinado segundo a equação (5.44):

$$Re_{r,liq} = \frac{G_r \cdot d_h}{\mu_{r,liq}} \quad (5.44)$$

O próximo passo é a determinação do calor transferido, e para tal utilizou-se o método da efetividade-número de unidades de transferência ($\varepsilon\text{-}NTU$). Começou-se então por determinar o número de unidades de transferência como:

$$NTU = \frac{UA_{sub}}{C_{min}} \quad (5.45)$$

onde NTU representa o número de unidades de transferência, e C_{min} é a capacidade calorífica mínima (mínimo entre $C_{hot} = \dot{m}_r c_{p,r}$ e $C_{cold} = \dot{m}_w c_{p,w}$).

Procedeu-se depois ao cálculo da efetividade do permutador, em que se considerou um escoamento em contracorrente. Esta aproximação foi considerada como aceitável para permutadores com poucas passagens (neste caso 5), por Wang et al. (Wang, Sundén, & Manglik, 2007), no seu livro sobre projeto de permutadores de placas. A efetividade é determinada segundo a equação:

$$\varepsilon = f(NTU; C_r) \quad (5.46)$$

onde C_r é a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos e f representa a função que relaciona a efetividade com o número de unidades de transferência, que pode ser obtida no livro de Sunden (Wang, Sundén, & Manglik, 2007).

De seguida calculou-se finalmente o calor transferido pela equação:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{Q}_{max} \times \varepsilon \quad (5.47)$$

onde \dot{Q}_{max} é o máximo calor que poderia ser transferido neste permutador ($\dot{Q}_{max} = C_{min} \times (T_{R2} - T_{W6})$). Um balanço térmico ao subpermutador de sub-arrefecimento permitiu obter a expressão para o cálculo da temperatura de saída do refrigerante:

$$T_{r,out} = T_{r,sat} - \frac{\dot{Q}_{sub}}{\dot{m}_r \cdot c_{p,r,liq}} \quad (5.48)$$

onde $T_{r,sat}$ representa a temperatura de saturação do refrigerante a uma dada pressão, o que fecha a modelação deste sub-permutador e permite caracterizar todos os pontos-chave do condensador. O componente seguinte é a válvula de expansão.

5.6 Válvula de expansão

A modelação da válvula de expansão baseia-se no princípio de que o refrigerante é expandido num processo isentalpico, isto é, a entalpia específica do fluido à saída da válvula é igual à entalpia específica de entrada. Juntando este pressuposto à equação da conservação da massa, surge que:

$$h_{R6} = h_{R5} \quad (5.49)$$

A Figura 5.8 mostra o esquema deste componente, e os pontos de passagem do refrigerante.

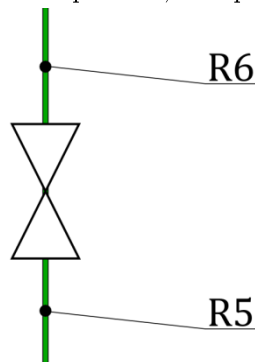


Figura 5.8: Esquema da válvula de expansão



5.7 Evaporador

A análise do evaporador é, de certo modo, semelhante à do condensador. Aqui também o escoamento de refrigerante é difícil de caracterizar e, analogamente, o permutador de calor foi dividido em dois:

- **Sub-permutador de evaporação:** O refrigerante muda de fase, trocando calor com o ar.
- **Sub-permutador de sobreaquecimento:** O refrigerante, num estado de vapor sobreaquecido, troca calor com o ar.

Comparando o fenómeno de transferência de calor que ocorre no evaporador ao do condensador, o ventilador exerce uma função análoga à da bomba de água, isto é, força o escoamento do fluido secundário, neste caso o ar, através do permutador de calor. A Figura 5.9 mostra o esquema de funcionamento de dois componentes, o evaporador e o ventilador, bem como os escoamentos de fluido refrigerante e de ar.

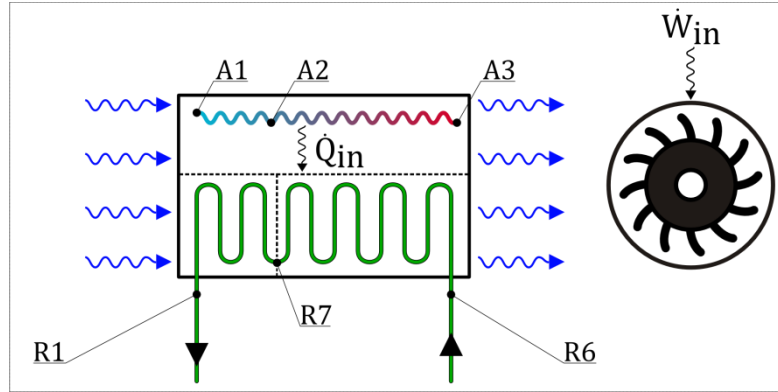


Figura 5.9: Esquema do evaporador

Para facilitar a modelação, as propriedades dos fluidos participantes foram inicialmente estabelecidas, e estas são seguidamente apresentadas:

Refrigerante

$$T_{R6} = T_{R7}$$

$$T_{R7} = T(R134a; P = P_{evap}; x = 1)$$

$$T_{R1} = T_{R7} + \Delta T_{super}$$

$$h_{R6} = h(R134a; P = P_{evap}; x = x_{R6})$$

$$h_{R7} = h(R134a; P = P_{evap}; x = 1)$$

$$h_{R1} = h(R134a; P = P_{evap}; T = T_{R1})$$

Ar

$$T_{A1} = T_{amb}$$

$$T_{A2} = T_{A1} + \frac{\dot{Q}_{super}}{\dot{m}_a c_{p,a}}$$

$$T_{A3} = T_{A2} + \frac{\dot{Q}_{evapo}}{\dot{m}_a c_{p,a}}$$

Mais uma vez, e à semelhança do condensador, as dimensões do permutador de tubos alhetados devem ser consideradas como parâmetros de entrada para a modelação. Estas podem ser divididas em dois grupos: dimensão dos tubos e dimensão das alhetas, tal como é apresentado em baixo:

Tubos	Alhetas
Diâmetro externo dos tubos: d_{ext}	Espessura das alhetas: δ_{fin}
Espessura do tubo: δ_{tubo}	Passo das alhetas: P_{fin}
Distância vertical entre tubos: P_t	<i>Material das alhetas: Alumínio</i>
Distância horizontal entre tubos: P_l	
Comprimento individual de cada tubo: $L_{tubo,individual}$	
Número de planos verticais: N_{planos}	
Número de tubos por plano vertical: $N_{tubos,plano}$	

5.7.1 Parâmetros Dimensionais

Partindo das dimensões definidas anteriormente, é ainda necessário calcular alguns parâmetros dimensionais relacionados com as alhetas dos tubos:

$$d_{int} = d_{ext} - 2\delta_{tubo}$$

$$P_d = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + P_l^2}$$

$$N_{pass} = N_{planos} \times N_{tubos,plano}$$

$$A_{tubo,individual,int} = \pi d_{int} L_{tubo,individual}$$

$$A_{tubo,individual,ext} = \pi d_{ext} L_{tubo,individual}$$

$$A_{tubo,global,ext} = A_{tubo,individual,ext} \times N_{pass}$$

$$A_{tubo,real,ext} = A_{tubo,global,ext} - (\pi d_{ext} \times \delta_{fin} \times N_{pass} \times N_{fin})$$

$$N_{fin} = \frac{L_{tubo,individual}}{P_{fin} + \delta_{fin}}$$

$$X_t = \frac{P_t}{2}$$

$$X_d = \frac{P_t}{2}$$

$$A_{fin,global} = 2N_{fin} \times \square_{\square} \times \square_{\square} \times N_{pass}$$

$$A_{fin,buracos} = 2N_{fin} \times \pi \times r_{ext}^2 \times N_{pass}$$

$$A_{fin,real} = A_{fin,global} - A_{fin,buracos}$$

$$A_{evap,ext} = A_{fin,real} + A_{tubo,real,externo}$$

$$A_{evap,int} = A_{tubo,individual,int} \times N_{pass}$$

$$A_{sec} = (P_t - d_c) \times (P_{fin} - \delta_{fin}) \times (N_{fin} + 1)$$

$$d_c = d_{ext} + 2\delta_{fin}$$

$$d_h = \frac{4 \times A_{sec} \times (P_l \times N_{planos})}{A_{evap,ext}}$$



$$Rel_{\text{áreas}} = \frac{A_{\text{evap,ext}}}{A_{\text{evap,int}}}$$

5.7.2 Evaporação

O primeiro sub-permutador da modelação do evaporador é o de evaporação; este bloco respeita apenas à mudança de fase do refrigerante e, nesta zona, este entra como uma mistura bifásica com uma fração de líquido que não é conhecida. Para determinação do calor trocado, utilizou-se o método da efectividade-número unidades de transferência (ε -NTU). Assim, começou-se por determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção. No entanto, neste tipo de permutador, como a área de escoamento do fluido quente é diferente da do fluido frio, tem que se ajustar a equação de cálculo desta variável. Para tal, incluiu-se uma relação de áreas, que resultou na equação:

$$U_{\text{evapo,int}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{ext}} \times h_a \times Rel_{\text{áreas}}} + \frac{1}{h_{r,\text{evap}}}} \quad (5.50)$$

onde η , $Rel_{\text{áreas}}$ e h representam, respectivamente: o rendimento da superfície, a relação entre a área de escoamento do fluido frio (refrigerante) e quente (ar), e o coeficiente de transferência de calor por convecção. Os índices **int**, **ext** e **a** caracterizam, respectivamente, a área de escoamento interior, exterior e o fluido ar. O índice **evapo** identifica o sub-permutador em análise.

O passo seguinte é a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção, bem como o rendimento da superfície alhetada do permutador. Começou-se então com o ar. Nesta área, Wang (Wang, Chi, & Chang, 2000) criou uma correlação para permutadores de tubos alhetados que permite calcular o fator de Coulboun que depois é utilizado para determinar o número de Nusselt. Seguidamente é apresentada a equação (5.51) que representa a expressão empírica criada por Wang (Wang, Chi, & Chang, 2000). Esta tem 4 coeficientes “P” (equações (5.52) a (5.55)), que dependem das características dimensionais do permutador e do número de Reynolds do escoamento:

$$j = 0,086 \times Re_{dc}^{P3} \times N_{\text{planos}}^{P4} \times \left(\frac{P_{fin}}{d_c}\right)^{P5} \times \left(\frac{P_{fin}}{d_h}\right)^{P6} \times \left(\frac{P_{fin}}{P_t}\right)^{-0,93} \quad (5.51)$$

onde:

$$P3 = -0,361 - \frac{0,042 \times N_{\text{planos}}}{\ln(Re_{dc})} + 0,158 \ln\left(N \left(\frac{P_{fin}}{d_c}\right)^{0,41}\right) \quad (5.52)$$

$$P4 = -1,224 - \frac{0,076 \times \left(\frac{P_t}{d_h}\right)^{1,42}}{\ln(Re_{dc})} \quad (5.53)$$

$$P5 = -0,083 + \frac{0,058 \times N_{\text{planos}}}{\ln(Re_{dc})} \quad (5.54)$$

$$P6 = -5,735 + 1,21 \times \ln\left(\frac{Re_{dc}}{N_{\text{planos}}}\right) \quad (5.55)$$

O número de Reynolds do escoamento de ar é calculado com base na sua velocidade máxima, dada pela relação entre o caudal volúmico, imposto pelo ventilador, e a menor área de passagem de ar. A equação (5.56) mostra a fórmula de cálculo do número de Reynolds:

$$Re_{dc} = \frac{d_c \times \rho_a \times u_{a,max}}{\mu_a} \quad (5.56)$$

onde o índice **dc** serve para explicitar que o cálculo foi efectuado com base no diâmetro colar, um diâmetro também utilizado por Wang (Wang, Chi, & Chang, 2000) no seu estudo, que é dado pela expressão: $d_c = d_{ext} + 2\delta_{fin}$, onde d_{ext} é o diâmetro exterior do tubo. A velocidade máxima do escoamento é calculada segundo a equação:

$$u_{a,max} = \frac{\dot{v}_a}{A_{min}} \quad (5.57)$$

onde a área mínima para o escoamento é dada pela equação:

$$A_{min} = (P_t - d_c) \times (P_{fin} - \delta_{fin}) \times \frac{L_{evap} \times H_{evap}}{P_t \times P_{fin}} \quad (5.58)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção pode então agora ser determinado. A equação (5.59) apresenta a forma mais comum de o calcular, também esta proposta por Wang (Wang, Chi, & Chang, 2000):

$$h_a = \frac{\lambda_a}{d_h} \times j \times Re_{dc} \times Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (5.59)$$

Passa-se agora à análise do escoamento de refrigerante. Para tal, depois de uma revisão da literatura, a correlação empírica escolhida foi a apresentada por Del Col (Del Col, 2010) no seu estudo sobre escoamento de refrigerantes halogéneos a evaporar em tubos horizontais, dada pela equação:

$$h_{r,evap} = \alpha = \alpha_1 \left(1 + 3000Bo^{0.86} + 1,12 \left[\frac{x}{1-x} \right]^{0.75} \left[\frac{\rho_{r,liq}}{\rho_{r,gas}} \right]^{0.41} \right) \quad (5.60)$$

onde α_1 é o coeficiente de transferência de calor por convecção para um escoamento de refrigerante líquido, Bo é o numero de ebulição, $\rho_{r,liq}$ e $\rho_{r,gas}$ são, respetivamente, a densidade mássica do refrigerante no estado líquido e de vapor. Para completar esta análise é ainda necessário determinar α_1 e Bo . Começou-se pelo coeficiente de convecção α_1 . Para este, a expressão empírica utilizada é a apresentada na equação (5.61), proposta por Gnielinski e apresentada por Incropera (Incropera & Dewit, 2007):

$$Nu_{liq} = \frac{\frac{f}{8}(Re_d - 1000)Pr_{r,liq}}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_{r,liq}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (5.61)$$

onde f é o factor de atrito que pode avaliado com a ajuda do diagrama de Moody ou através da equação proposta por Petukhov e apresentada por Incropera (Incropera & Dewit, 2007):

$$f = (0,790 \ln(Re_d) - 1,64)^{-2} \quad (5.62)$$

Assim, facilmente se determina o coeficiente de transferência de calor por convecção, pela equação:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{r,liq} \times \lambda_{r,liq}}{d_{int}} \quad (5.63)$$

Resta ainda determinar o número de ebulição. Este, é dado pela relação entre o calor transferido e o produto do fluxo mássico pela entalpia de mudança de fase do refrigerante.



$$Bo = \frac{\dot{Q}_{evapo}}{G \times h_{r,fg}} \quad (5.64)$$

Fica então definida a metodologia de cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção, tanto do ar como do refrigerante. Com estes dois valores e juntando a relação de áreas, pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor segundo a equação (5.50). No entanto, é ainda necessário determinar a eficiência da superfície alhetada para completar a equação. Para esta análise, as alhetas foram consideradas como circulares. Esta simplificação foi estudada por Perrotin et al. (Perrotin & Clodic, 2003) no seu trabalho sobre eficiência de alhetas em permutadores de tubos alhetados, onde apresentou a expressão para o cálculo do raio equivalente, como:

$$r_{eq} = 1,27 \times X_T \sqrt{\frac{X_d}{X_t} - 0,3} \quad (5.65)$$

Foi ainda proposto por Perrotin et al. (Perrotin & Clodic, 2003) a aplicação de um fator de correção para a determinação da eficiência das alhetas:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mr\varphi)}{mr\varphi} \times \cos(mr\varphi) \quad (5.66)$$

onde φ é o factor de correção que pode ser calculado pela equação proposta por Perrotin et al. (Perrotin & Clodic, 2003):

$$\varphi = \left(\frac{r_{eq}}{r_{ext}} - 1 \right) \times \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{r_{eq}}{r_{ext}} \right) \right) \quad (5.67)$$

m é determinado segundo a equação:

$$m_r = \sqrt{\frac{2 \times h_a}{\delta_{fin} \times \lambda_{fin}}} \quad (5.68)$$

onde h_a é o coeficiente de transferência de calor por convecção do ar, apresentado anteriormente na equação (5.59). Com esta informação, determinou-se a eficiência da superfície alhetada como:

$$\eta_{ext} = 1 - \frac{A_{fin,real}}{A_{evap,ext}} \times (1 - \eta_{fin}) \quad (5.69)$$

Agora sim, estão reunidas todas as condições para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção pela equação (5.50). Passou-se então ao calor transferido, que pode ser calculado recorrendo ao método ε -NTU.

$$\dot{Q}_{evapo} = \dot{Q}_{max} \times \varepsilon \quad (5.70)$$

onde ε é a eficiência do permutador, e é função do número de unidades de transferência (NTU) e da razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos. \dot{Q}_{max} é o calor máximo que pode ser transferido, determinado segundo a equação

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \times (T_{R6} - T_{A2}) \quad (5.71)$$

A fração de área do permutador dedicado à evaporação é determinada também segundo o método do número de unidades de transferência. Este foi apresentado anteriormente na equação (5.45), e uma manipulação desta permite determinar a área de evaporação:

$$A_{evapo} = \frac{NTU \times C_{min}}{U_{evapo}} \quad (5.72)$$

5.7.3 Sobreaquecimento

No sub-permutador de sobreaquecimento, a temperatura de entrada do refrigerante é dada pela temperatura de mudança de fase à pressão baixa, enquanto a temperatura de saída é controlada indiretamente pela válvula de expansão. Conhecendo estas duas temperaturas, pode-se calcular a energia transferida por unidade de tempo, com base num calor específico médio:

$$\dot{Q}_{super} = \dot{m}_r c_{p,r} \Delta T_{super} \quad (5.73)$$

onde o acréscimo de temperatura, ΔT_{super} , é de aproximadamente 5°C.

Do ponto de vista do ar, a temperatura de entrada neste sub-permutador é a temperatura do ar ambiente e a de saída pode ser determinada a partir de \dot{Q}_{super} . Conhecendo então as 4 temperaturas que caracterizam a troca de calor, pode-se determinar a diferença média logarítmica de temperatura, pela equação:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{A2} - T_{R7}) \cdot (T_{A1} - T_{R1})}{\ln \frac{T_{A2} - T_{R7}}{T_{A1} - T_{R1}}} \quad (5.74)$$

A partir daqui a metodologia é a mesma que a utilizada anteriormente para o sobreaquecimento e mudança de fase no condensador, que, simplificada, consiste em:

1. Cálculo de U_{super} :
2. Cálculo de ΔT_{LMTD} :
3. Cálculo da área dedicada ao subpermutador: $A_{super} = \frac{\dot{Q}_{super}}{F \times \Delta T_{LMTD} \times U_{super}}$

Neste caso, o valor da diferença média logarítmica das temperaturas é já conhecido e o coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado pela equação (5.75):

$$U_{super,int} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{ext} \times h_a \times Rel_{areas}} + \frac{1}{h_{r,super}}} \quad (5.75)$$

onde o coeficiente de transferência de calor por convecção do ar e a eficiência da superfície exterior são os já calculados no capítulo anterior. Quanto ao refrigerante, o coeficiente de transferência de calor por convecção é calculado pela expressão empírica apresentada por Incropera (Incropera & Dewit, 2007):

$$h_{r,super} = \frac{\lambda_{r,gas}}{d_{int}} \times 0,023 \left(\frac{G_{r,evap} d_{int}}{\mu_{r,gas}} \right)^{0,8} \left(\frac{\mu_{r,gas} c_{p,r,gas}}{\lambda_{r,gas}} \right)^n \quad (5.76)$$

onde o fluxo mássico, $G_{r,evap}$, é determinado como.

$$G_{r,evap} = \frac{\dot{m}_r}{\pi \times r_{int}^2} \quad (5.77)$$



Recorrendo ao método da diferença média logarítmica de temperatura, determina-se a área dedicada à transferência de calor para sobreaquecimento do refrigerante:

$$A_{super,int} = \frac{\dot{Q}_{super}}{F \times U_{super,int} \times \Delta T_{LMTD}}$$

Fica assim concluída a modelação da bomba de calor como máquina termodinâmica. No entanto, o reservatório de água quente, como parte integrante do sistema, deve também ser analisado. É precisamente essa análise que é apresentada no próximo capítulo.

5.8 Reservatório de água quente sanitária

Este capítulo consiste na análise do reservatório de água quente sanitária e é uma abordagem essencial para a avaliação do COP, uma vez que a temperatura da água disponibilizada ao utilizador final é um fator determinante. Como tal, a estratificação térmica no tanque vai ser considerada, tendo como objetivo alcançar um perfil térmico do tanque representado por um modelo 1D da temperatura.

O reservatório de água considerado é o apresentado na Figura 5.10. As dimensões do tanque são tomadas em linha de conta, apesar de não serem apresentadas no desenho.

O isolamento térmico do tanque é constituído por duas partes: o isolamento da envolvente lateral do tanque, em poliuretano ($k=0,023 \text{ W/m.K}$) e o isolamento dos topos do tanque em poliestireno expandido ($k \approx 0,04 \text{ W/m.K}$).

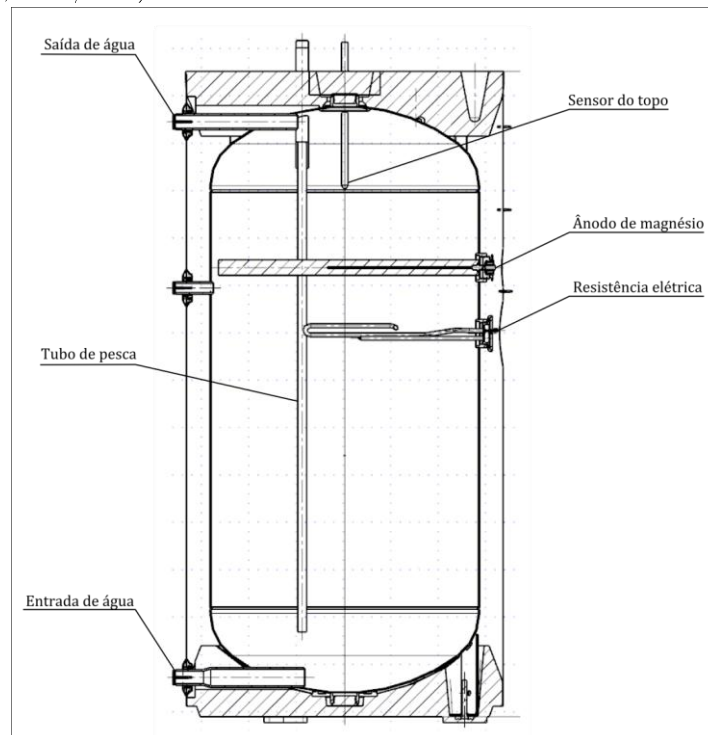


Figura 5.10: Desenho técnico do tanque de água quente em estudo.

5.8.1 Estratificação térmica

Foi efetuada uma modelação do tanque contemplando a estratificação térmica. Para tal, o tanque foi dividido em volumes de controlo e a cada um deles foi aplicado um balanço térmico, consi-

derando as perdas por condução e por convecção, para os volumes adjacentes e para o exterior. Esta modelação tem como base uma metodologia proposta por Klein et al (Kleinbach, Beckman, & Klein, 1993) no seu trabalho sobre a performance de vários modelos 1D para estratificação de tanques de água quente. Dos vários modelos apresentados o escolhido foi o modelo multi-nós, que consiste basicamente no pressuposto de que existem 2 fluxos de água a passar por cada “fatia” do tanque. Para exemplificar este modelo pode-se recorrer à Figura 5.11 que mostra em pormenor o nó i e os seus nós adjacentes.

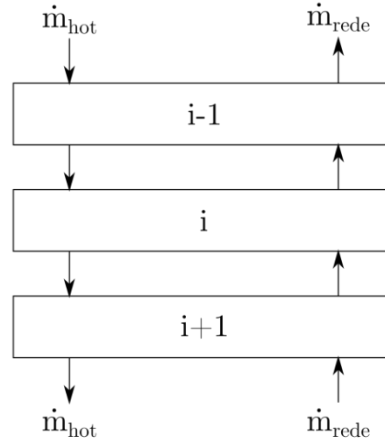


Figura 5.11: Esquema explicativo do método multi-nós.

A expressão governante para cada um dos volumes de controlo deste modelo é a apresentada pela equação:

$$M_i C_f \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i \dot{m}_{\text{hot}} C_f (T_{\text{hot}} - T_i) + \beta_i \dot{m}_{\text{rede}} C_f (T_{\text{rede}} - T_i) + \delta_i \gamma_i C_f (T_{i-1} - T_i) + (1 - \delta_i) \gamma_i C_f (T_i - T_{i+1}) - UA_i (T_i - T_{\text{amb}}) \quad (5.78)$$

onde:

- α_i é igual a 1 se a água da fonte quente entrar no volume de controlo associado ao nó i , caso contrário, é igual a 0.
- β_i é igual a 1 se a água da rede entrar no volume de controlo associado ao nó i , caso contrário, é igual a 0.
- $\gamma_i = \dot{m}_{\text{hot}} \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_{\text{rede}} \sum_{j=i+1}^N \beta_j$
- $\delta_i = \begin{cases} 1, & \text{se } \gamma_i > 0 \\ 0, & \text{se } \gamma_i \leq 0 \end{cases}$

O coeficiente global de transferência de calor UA_i representa as perdas de de cada “fatia” do tanque para o exterior. Este é calculado segundo a equação (5.79) onde L é a altura da “fatia” e r_2 e r_1 são, respetivamente, o raio exterior e interior do tanque.

$$UA_i = \frac{1}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi r_1 L h_{\text{int}}} + \frac{1}{2\pi k_{\text{isol}} L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_{\text{ext}}}} \quad (5.79)$$

o coeficiente de transferência de calor por convecção natural, h , foi obtido a partir da equação geral:



$$h_{\text{int}} = \frac{Nuss \times \lambda_w}{L} \quad (5.80)$$

onde $Nuss$ é o número de Nusselt que foi determinado segundo a correlação apresentada por Incropera (Incropera & Dewit, 2007) (equação (5.81)), em que Ra é o número de Rayleigh associado à convecção natural.

$$Nuss_w = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (5.81)$$

Por sua vez, o número de Rayleigh é calculado segundo a equação:

$$Ra = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu \alpha} \quad (5.82)$$

Este método tem no entanto alguns problemas. O principal destes é o pressuposto de que existem dois caudais de água: a água de aquecimento (\dot{m}_{hot}) e a água da rede (\dot{m}_{rede}). Assim, considera-se que a água da rede é aquecida diretamente pelo calor da água de aquecimento, não incluindo um coeficiente de mistura. Existe também o problema da condução entre nós, que não foi aqui considerada.

Numa primeira análise pode-se facilmente concluir que o modelo apresentado não representa realmente a natureza dos fenómenos de transferência de calor no tanque; no entanto, uma pesquisa mais aprofundada revelou que para obter uma boa simulação seria necessário um estudo aprofundado das correntes de convecção no tanque, indutoras de uma maior acção de mistura e por isso redutoras do efeito de estratificação térmica. É neste ponto que reside a grande limitação da modelação deste tipo de sistemas, e na grande maioria da literatura este tipo de fenómenos é desprezado. A tarefa de estudar assim tão aprofundadamente a estratificação e as correntes convectivas não é objetivo desta dissertação, sendo assim, optou-se por utilizar este modelo, mais simples e abrangente ainda que consciente das suas limitações.

Capítulo 6 : Validação do modelo

6.1 Introdução

A validação do modelo construído no capítulo anterior tem como base um ensaio à bomba de calor em estudo. O ensaio foi realizado por um técnico no laboratório da BOSCH termotecnologia em Cacia, Aveiro, segundo a norma EN16147. Para além da avaliação do COP, foram medidos outros parâmetros interessantes à análise do comportamento do sistema.

6.2 Procedimento experimental

O procedimento experimental para determinar o COP de uma bomba de calor é bem definido pela norma EN16147, já referida nesta dissertação. Para respeitar esta norma é fundamental um ambiente controlado, em termos de temperatura e humidade do ar, temperatura da água da rede e tensão elétrica (esta última deve ser estabilizada em 230V). Posto isto, há ainda a necessidade de medir temperaturas e pressões, o que requer um conjunto de termopares e manómetros ligados a um sistema de aquisição de dados.

6.3 Resultados

Uma vez realizado o ensaio, os resultados podem ser divididos em duas fases:

- Aquecimento (*Heating up*): Inicialmente a bomba de calor está parada e em equilíbrio térmico com a sua vizinhança; depois começa a aquecer água até que a temperatura no topo do tanque alcance a temperatura máxima estabelecida.
- Consumo de água quente (*Tappings*): Quando a temperatura da água no topo do tanque atinge o máximo estabelecido inicia-se o consumo de água quente. Nesta fase é simulado o perfil de consumo diário já apresentado no Capítulo 4. Este é um teste cuja duração deve ser no mínimo de 24 horas.

No final vão ainda ser apresentados alguns resultados adicionais importantes para a validação do modelo.

6.3.1 Aquecimento

A fase de aquecimento serve essencialmente para caracterizar o funcionamento contínuo da bomba de calor. Os principais parâmetros avaliados durante o ensaio são: o tempo de aquecimento, em horas; a temperatura da água no topo do tanque, em graus Celcius, e a energia elétrica consumida, em kWh. Foram ainda monitorizados os seguintes parâmetros:

- Temperatura de entrada e saída da água do condensador;
- Temperatura de entrada e saída do refrigerante do condensador;
- Temperatura de entrada e saída do refrigerante do evaporador;
- Potência elétrica;
- Pressão alta do refrigerante;
- Pressão baixa do refrigerante.

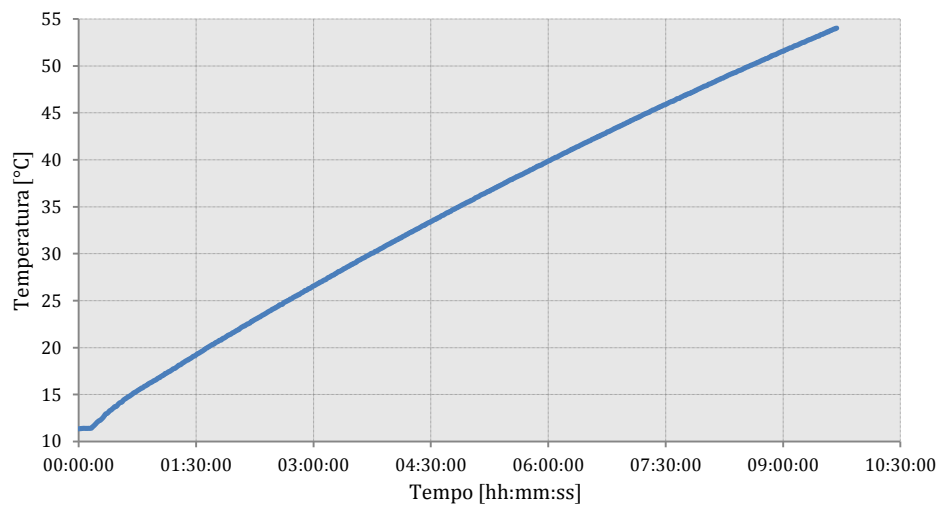


Figura 6.1: Variação da temperatura da água no topo do tanque durante o aquecimento.

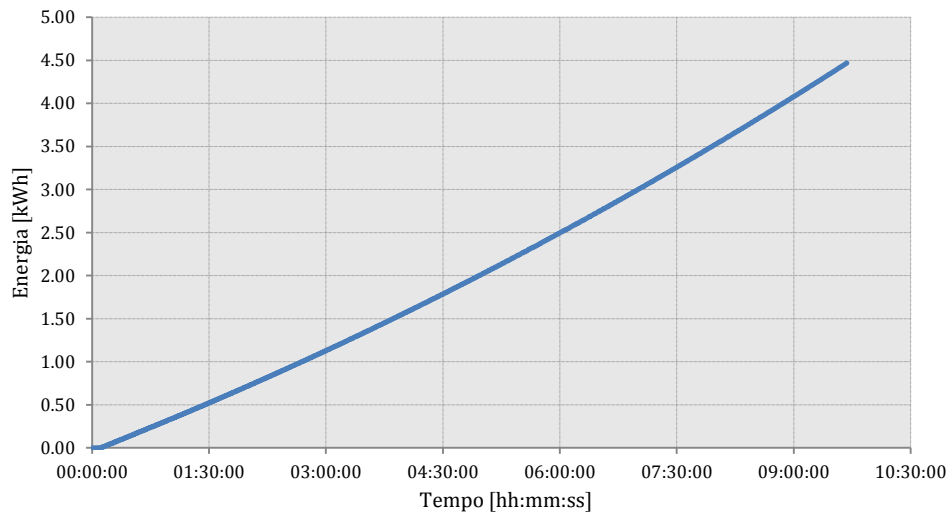


Figura 6.2: Energia elétrica consumida durante o aquecimento

Da análise da Figura 6.1 e Figura 6.2, verifica-se que são necessárias aproximadamente 9h:30m e 4,5 kWh para que a temperatura da água no topo do tanque alcance o set point previamente definido (54 °C).

6.3.2 Consumo de água quente

O consumo de água quente tem início imediatamente após o aquecimento, quando a bomba de calor é desligada pelo termostato do topo do tanque. É nesta fase que o COP é determinado e os parâmetros mais importantes a avaliar são: energia elétrica consumida e energia térmica retirada do tanque. À parte destes, foram também avaliados outros que ajudam a entender o funcionamento da bomba de calor:

- Volume de água quente retirado do tanque;
- Potência elétrica;
- Pressão alta do refrigerante;
- Pressão baixado refrigerante.

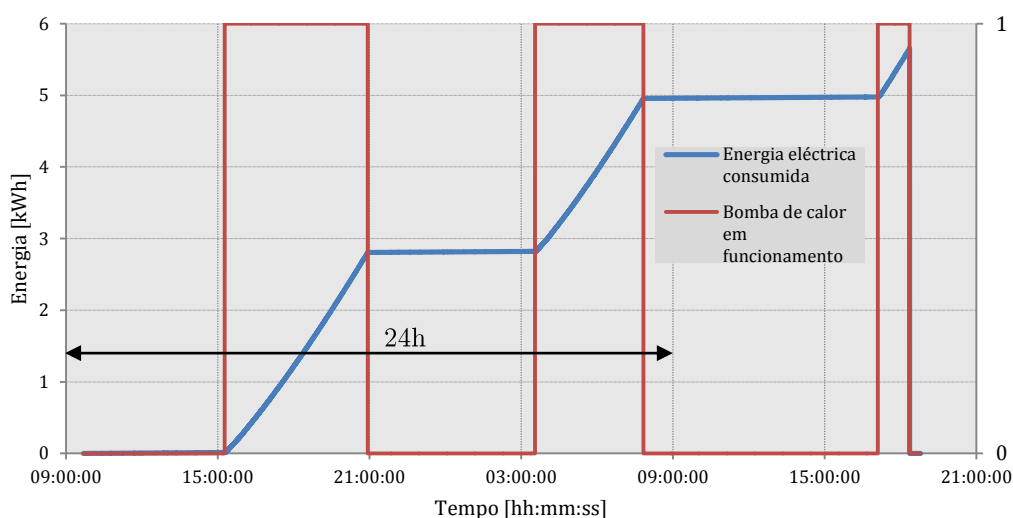


Figura 6.3: Energia elétrica consumida durante o consumo de água quente.

A Figura 6.3 mostra a energia elétrica consumida durante o teste, bem como os períodos em que a bomba de calor funcionou. Da observação deste gráfico conclui-se que passadas as 24 horas o aparelho não estava em funcionamento, por isso foi necessário esperar pelo re-arranque da bomba de calor, para terminar o ensaio. A Figura 6.4 apresenta a temperatura da água no topo do tanque ao longo do teste, e é de notar que esta nunca desce abaixo dos 46°C.



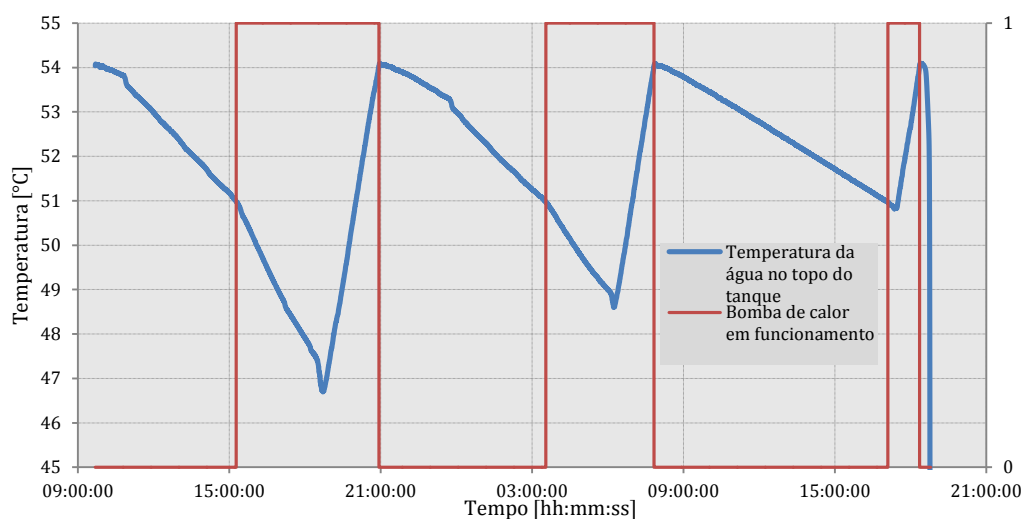


Figura 6.4: Evolução da temperatura da água no topo do tanque ao longo do consumo de água quente.

6.3.3 Resultados importantes para a validação do modelo

Os resultados anteriormente apresentados são, do ponto de vista da norma, os mais importantes; no entanto, é interessante apresentar alguns dados que ajudam na validação do modelo. Contemplando apenas o módulo de aquecimento, podem-se criar quatro gráficos que vão apoiar a validação do modelo termodinâmico:

- Pressões do refrigerante em função da temperatura da água na entrada do condensador;
- Potência térmica transferida para a água, em função da temperatura da água na entrada do condensador;
- Potência elétrica consumida em função da temperatura da água, na entrada do condensador;
- COP em função da temperatura da água na entrada do condensador.

Estes resultados são apresentados em função da temperatura de entrada de água no condensador, porque assim são “independentes” do comportamento térmico do tanque.

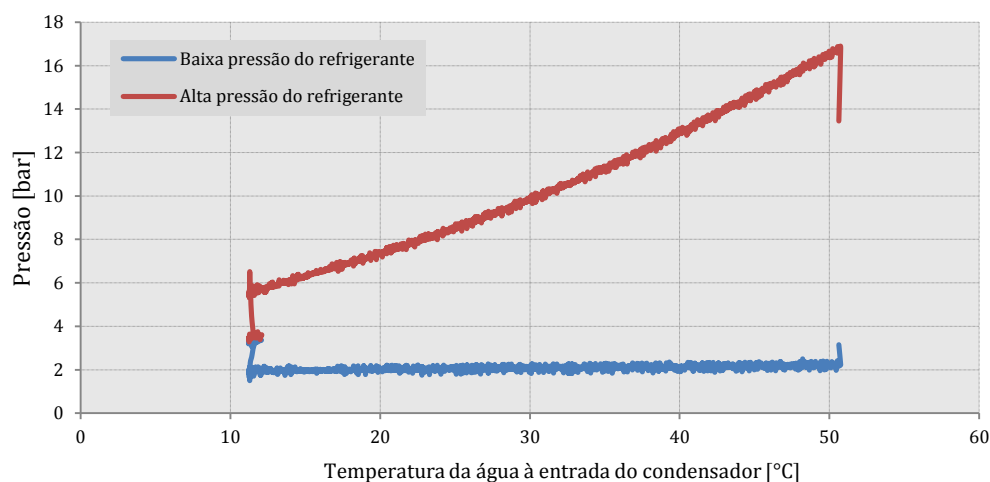


Figura 6.5: Pressão do refrigerante durante o aquecimento

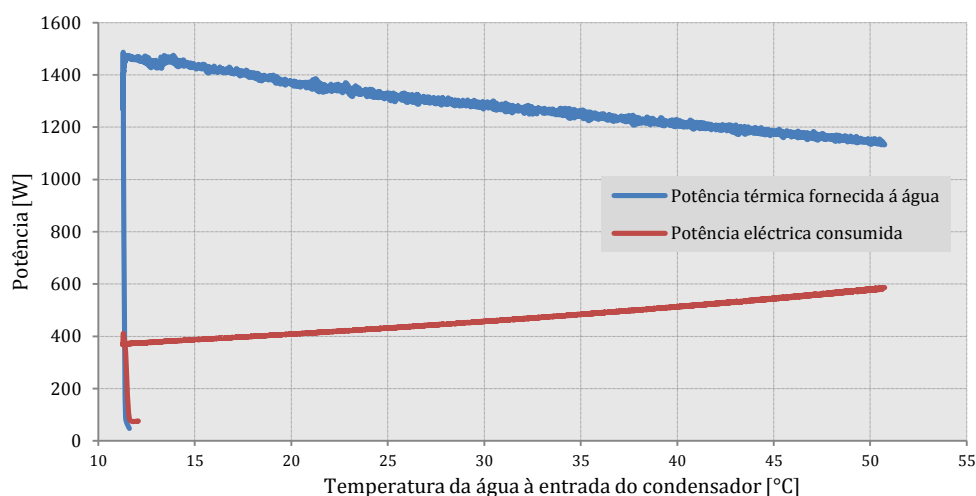


Figura 6.6: Potência eléctrica consumida e transferência de calor para a água durante o aquecimento.

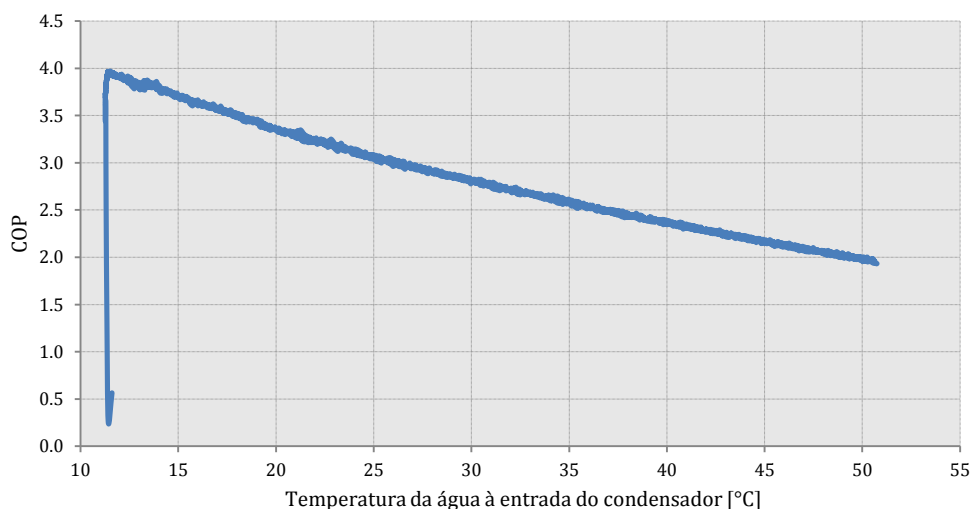


Figura 6.7: Evolução do COP durante o aquecimento

6.4 Validação

Recorrendo aos resultados do ensaio de COP anteriormente apresentados, uma comparação entre estes e os da modelação vai ser a base da sua validação. Os principais resultados vão ser comparados, bem como alguns considerados como “secundários” (Pressão e potência térmica). Começando então pelas pressões, pode-se verificar na Figura 6.8 e Figura 6.9, que o desvio aumenta com o aumento da temperatura de entrada da água no condensador. Este facto deve-se maioritariamente ao pressuposto de que a eficiência do compressor é constante ao longo do funcionamento, hipótese que não é de todo verdadeira. À medida que a temperatura de entrada da água aumenta, aumenta também a pressão de condensação e, consequentemente, a temperatura do refrigerante à saída do compressor. Por sua vez, esta temperatura implica uma densidade mássica menor, ou seja, como a cilindrada do compressor é constante, o caudal mássico de refrigerante diminui. É precisamente esta diferença que provoca uma diminuição da eficiência do compressor, o que nesta validação se traduz como um desvio negativo e crescente, à medida que a temperatura da água aumenta.



Este acontecimento verifica-se também na temperatura de saída da água (Figura 6.10) e finalmente no COP (Figura 6.11), precisamente devido ao mesmo motivo.

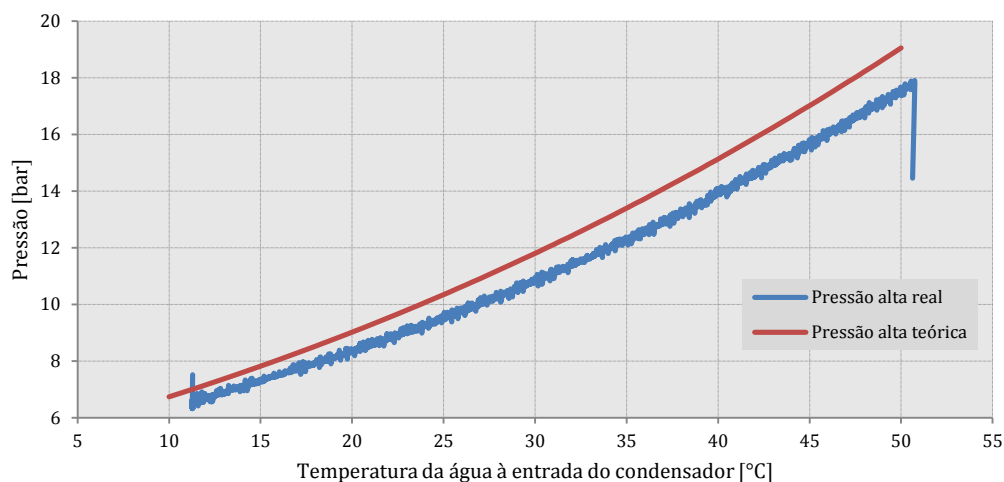


Figura 6.8: Evolução da pressão do refrigerante no circuito de alta.

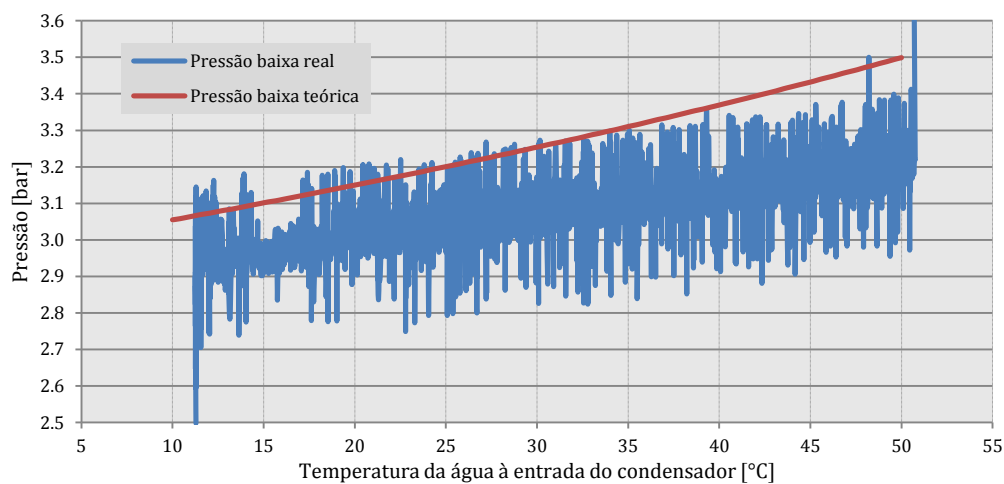


Figura 6.9: Evolução da pressão do refrigerante no circuito de baixa.

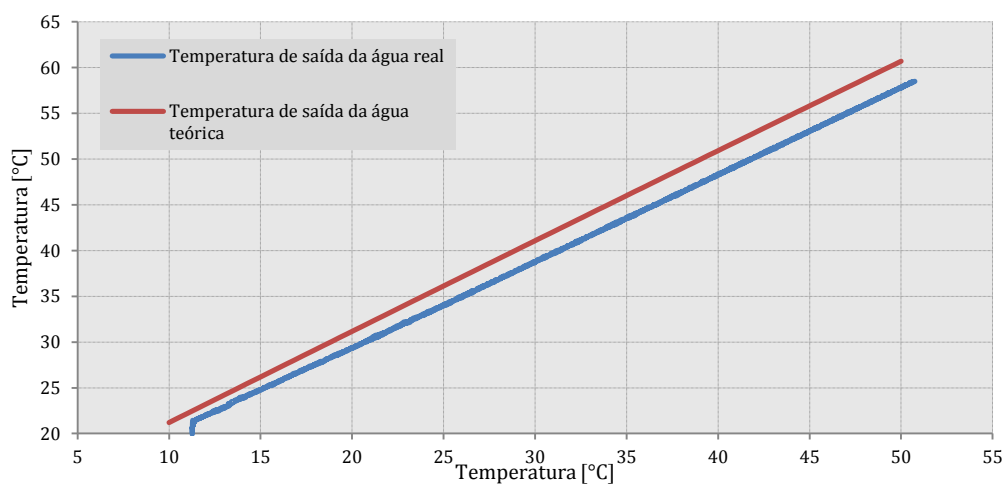


Figura 6.10: Temperatura de saída da água do condensador

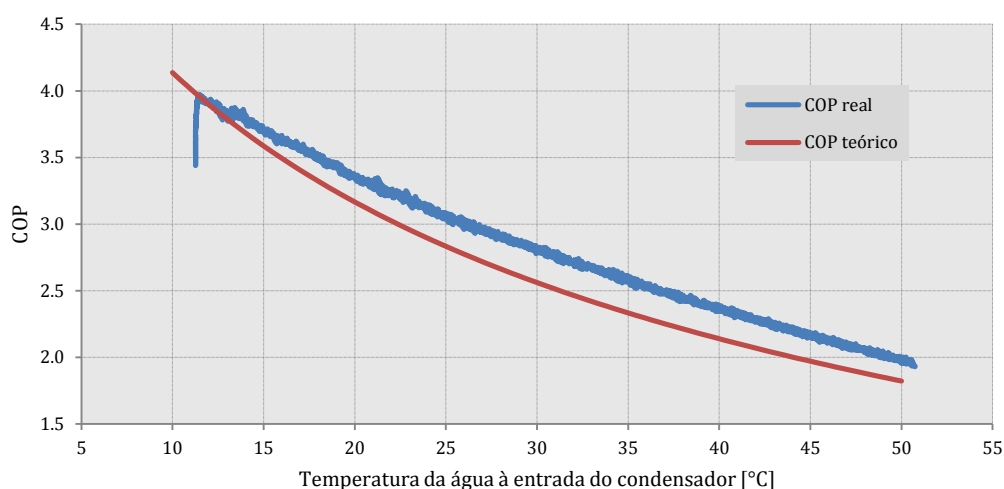


Figura 6.11: Evolução do COP

Da análise das figuras apresentadas acima conclui-se que a simulação do funcionamento da bomba de calor apresenta resultados próximos dos reais; no entanto, há uma variável que não foi simulada, o COP de norma. A ausência deste valor tão importante prende-se com o facto de que a simulação da estratificação térmica do tanque não representa a realidade, isto é, o modelo utilizado não é o adequado e portanto os resultados são completamente fora do esperado. Deve-se ainda realçar que os valores calculados estão geralmente um pouco acima dos reais.

Sendo assim, a bomba de calor é caracterizada pelo módulo de aquecimento cujos resultados são satisfatórios. Para simplificar esta caracterização, os resultados vão ser apresentados em função da temperatura de entrada de água no módulo, de modo a eliminar a dependência do tanque. Ou seja, independentemente do comportamento do tanque, sabe-se sempre qual o acréscimo de temperatura que a água sofre.



Capítulo 7 : Melhoria do COP

7.1 Soluções propostas

De seguida vai ser apresentada uma série de propostas com vista a melhorar o desempenho da bomba de calor. Estas foram aplicadas essencialmente a três dos principais componentes da máquina: compressor, evaporador e condensador. No caso dos permutadores de calor, as alterações ocorreram maioritariamente a nível dimensional; por exemplo, no caso do evaporador foram acrescentadas algumas alhetas, no condensador a altura das placas foi aumentada, etc. Ao nível do compressor foi apenas variada a sua eficiência isentrópica. Para além destas, é ainda proposta uma alteração a nível de construção da máquina termodinâmica: o permutador de calor interno, que vai ser abordado nas próximas secções.

Na Tabela 7.1 são apresentadas as propostas de melhoria de COP, associadas ao componente no qual vão ser aplicadas.

Tabela 7.1: Propostas de melhoria de COP

Componente	Propostas
Compressor	Alteração da eficiência isentrópica
Evaporador	Alterações dimensionais
Condensador	Alterações dimensionais
Permutador de calor interno	Inclusão

7.2 Alteração do compressor

Como já referido anteriormente, no compressor apenas a eficiência isentrópica vai ser alterada; esta transformação tem como objetivo simular a substituição do compressor por outro mais eficiente. Para além do impacto no COP, é ainda estudado o desvio na temperatura de saída da água, uma vez que este é o principal indicador para o conforto do utilizador.

Analisando a Figura 7.1 pode-se concluir que a eficiência isentrópica do compressor é um fator que influencia em muito o COP do sistema; no entanto, a Figura 7.2 mostra que a temperatura de saída da água do condensador se mantém praticamente inalterada, o que leva à óbvia conclusão de que o aumento do COP se deve unicamente à energia elétrica consumida, que diminui enquanto a potência térmica fornecida se mantém essencialmente constante.

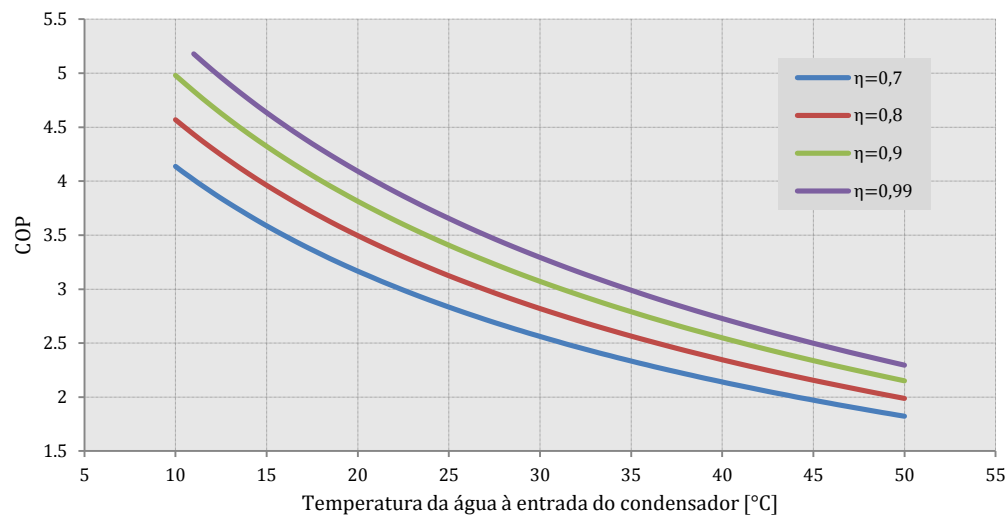


Figura 7.1:Variação do COP para várias eficiências isentrópicas do compressor.

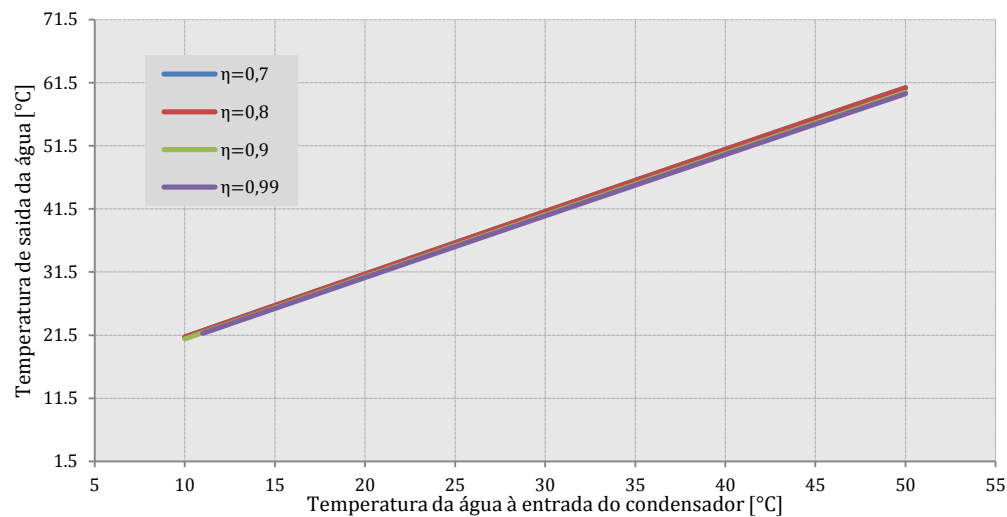


Figura 7.2:Variação do COP para várias eficiências isentrópicas do compressor.

7.3 Alterações no evaporador

Ao nível do evaporador foram efetuadas basicamente quatro alterações que são apresentadas na Tabela 7.2.

Tabela 7.2: Alterações ao nível do evaporador.

	Inicial	Alteração
Número de planos	3	2 ; 4
Número de tubos por plano	14	16
Material das alhetas	Alumínio	Cobre
Espessura das alhetas	0,12 mm	0,10 mm

De seguida vão ser apresentadas as figuras correspondentes a estas alterações, cujos comentários serão expostos posteriormente. É ainda de referir que as figuras correspondentes à temperatura de saída de água do condensador não são apresentadas por não se apresentarem variações significativas.

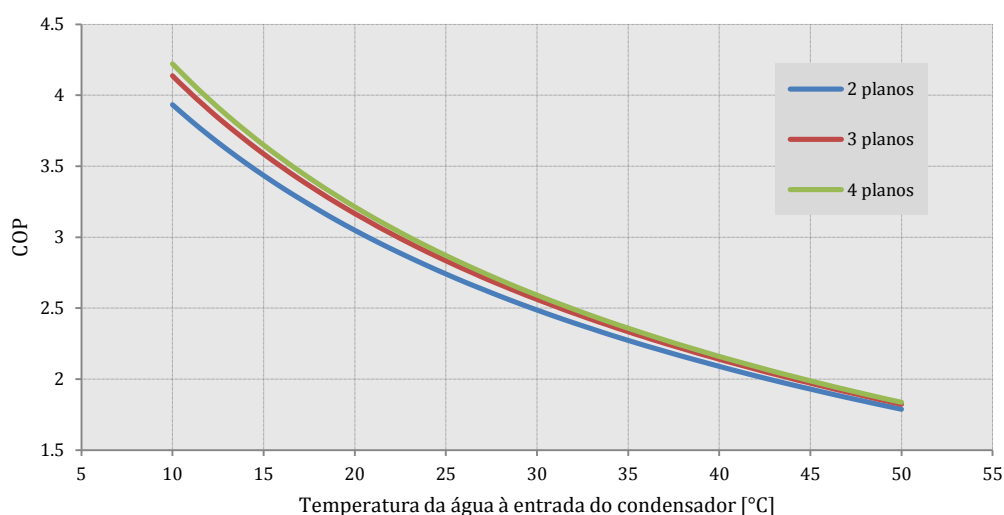


Figura 7.3: Alteração do número de planos do evaporador.

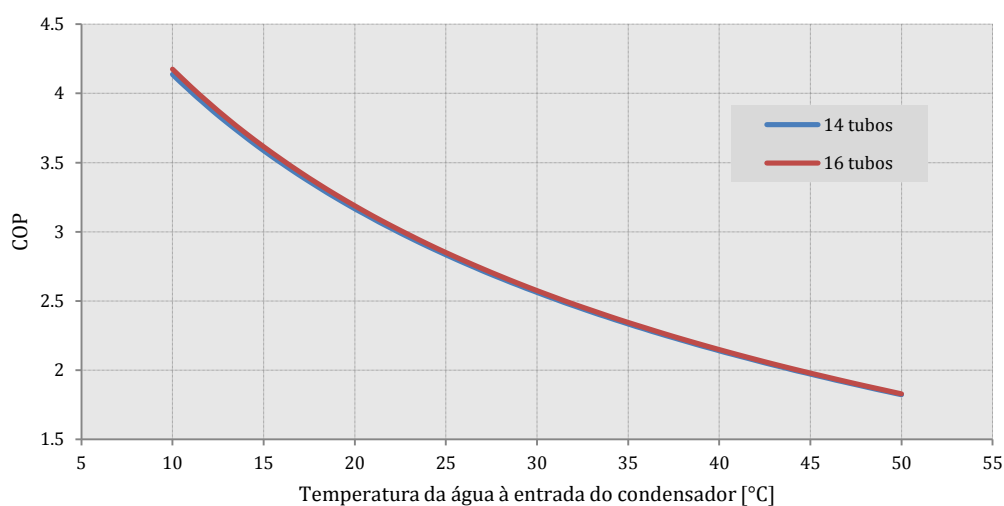


Figura 7.4: Alteração do número de tubos por plano.

As primeiras duas alterações foram efetuadas com o objetivo de alterar principalmente a convecção interior do refrigerante, aumentando e reduzindo o comprimento de tubo disponível para escoamento. Do ponto de vista dos tubos, um aumento de 14 para 16 revelou um potencial quase inexistente. Relativamente ao número de planos, e mantendo o valor inicial de 14 tubos por plano, a adição de mais um plano revelou poucas vantagens; no entanto, passando dos iniciais três planos para dois planos observou-se um decréscimo mais acentuado do COP.



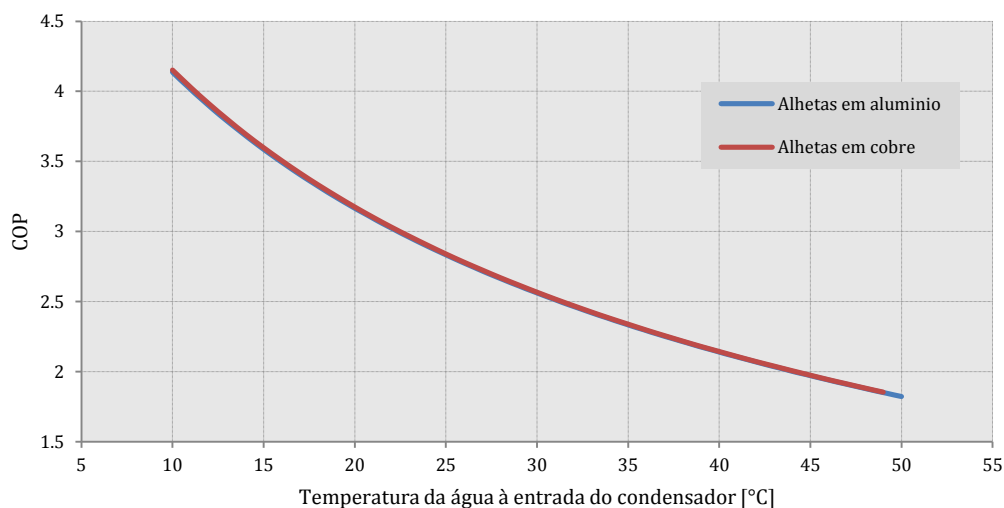


Figura 7.5: Alteração do material das alhetas.

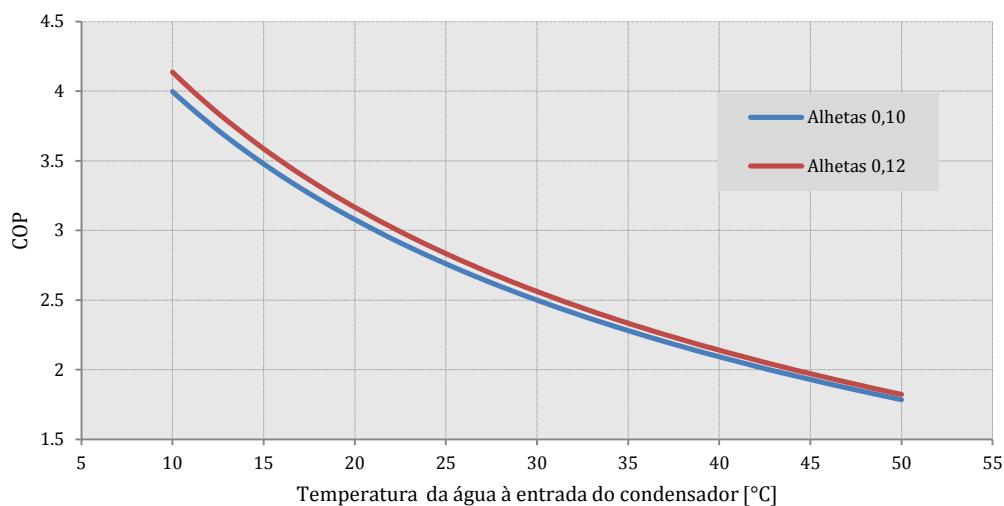
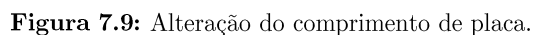
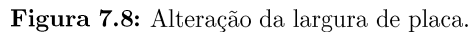
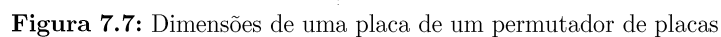


Figura 7.6: Alteração da espessura das alhetas.

Este segundo grupo de alterações recaiu essencialmente sobre o escoamento do ar através do evaporador: alterando a espessura das alhetas e o seu material. Esta última alteração demonstrou não afetar em nada os resultados de COP enquanto a diminuição da espessura revelou uma também diminuição do COP. É ainda de referir que à medida que a temperatura de entrada da água no condensador aumenta, os valores de COP tendem a aproximar-se.

7.4 Alterações no condensador

No condensador as alterações foram apenas do ponto de vista da dimensão de cada placa sendo ilustradas na Figura 7.7 as possíveis dimensões que podem ser alteradas. Neste trabalho, fez-se variar a largura (W) e o comprimento (L) da placa que inicialmente tinham o valor de 110 mm e 315 mm respectivamente, e o número de placas não foi alterado. Seguidamente são apresentadas as figuras resultantes desta simulação e os respetivos comentários.



7.5 Permutador de calor interno

Para além de alterações propostas anteriormente foi ainda testado um conceito já utilizado em máquinas refrigerantes: o permutador de calor interno. Os permutadores de calor internos são normalmente instalados em sistemas de refrigeração com o intuito de assegurar o funcionamento adequado do sistema e aumentar a sua performance. Especificamente, tal como citado por Klein, Reindl e Brownell (Klein, Reindl, & Brownell, 2000), a ASHRAE (1998) afirma que os permutadores de calor internos são eficazes em:

- 1) Aumentar a performance do sistema;
- 2) Subarrefecer o refrigerante no estado líquido, para prevenir a existência de vapor na entrada da válvula de expansão;
- 3) Evaporar completamente qualquer líquido que possa ainda existir na linha de sucção do compressor.

A Figura 7.10 mostra, esquematicamente, uma possível construção de um permutador de calor interno, aplicado ao ciclo de compressão de vapor em estudo. Nesta configuração, o líquido que sai do condensador a alta temperatura, troca calor com o vapor que sai do evaporador e é arrefecido antes de passar pela válvula de expansão. Por outro lado, o vapor é aquecido antes de entrar no compressor. Estes dois processos explicam os pontos 2) e 3) afirmados pela ASHRAE.

Relativamente ao ponto 1) é necessário realizar uma análise mais complexa. Yang e Bansal (Yang & Bansal, 2004) afirmam que um ganho de 3K no fluido frio é o ideal para um permutador interno, constituído por tubos capilares.

No caso da bomba de calor em estudo, o sobreaquecimento depois do evaporador é de aproximadamente 5°C e com base nesta informação o permutador de calor vai ser dimensionado para compensar este aumento. Basicamente, neste novo sistema, o sobreaquecimento (Figura 7.11) passa a acontecer no permutador de calor interno e não no evaporador.

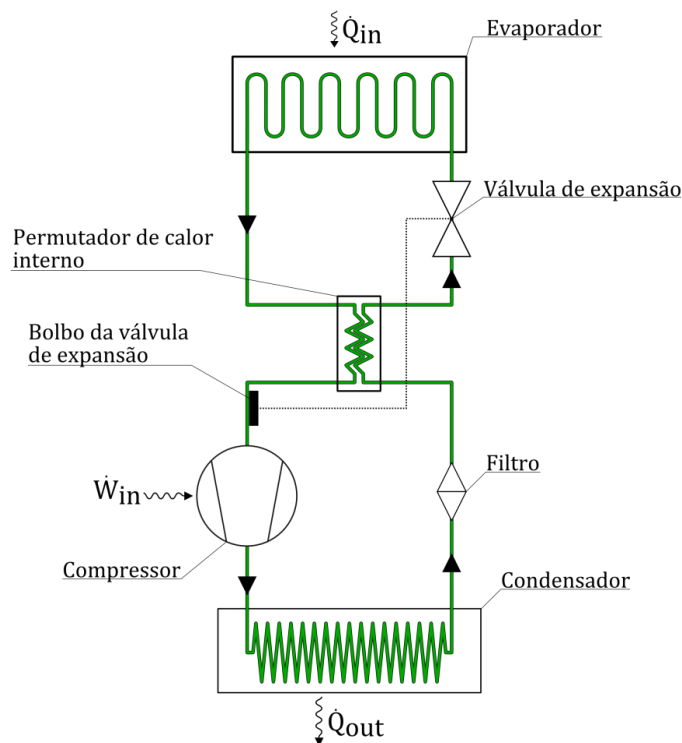


Figura 7.10: Esquema exemplificativo da aplicação de um permutador de calor interno.

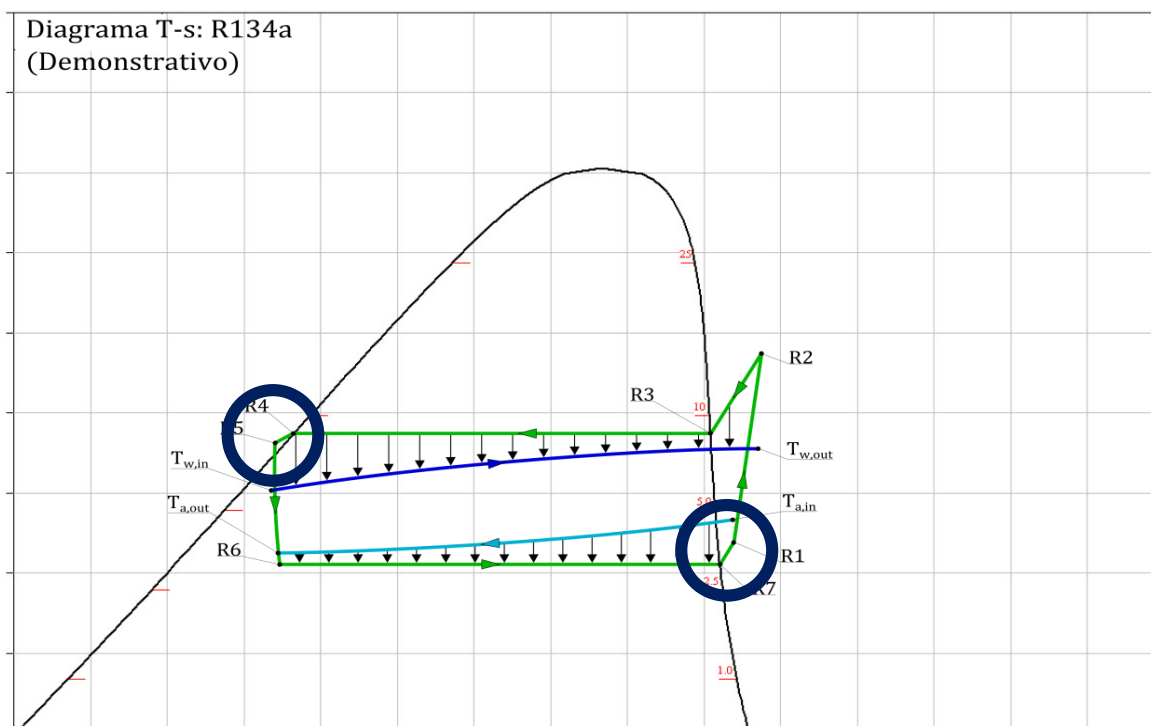


Figura 7.11: Diagrama T-s do ciclo em estudo

Para dimensionamento desta alteração, foi inicialmente projetado um permutador de calor de tubos concêntricos, onde os fluidos escoam em contracorrente. As considerações de temperaturas, pressões e caudal mássico de refrigerante são baseadas nas piores condições para a troca de calor, então, os parâmetros relevantes para o dimensionamento são:

- Temperatura de entrada do fluido quente = 30°C;
- Temperatura de entrada do fluido frio = 2,5°C;
- Temperatura de saída do fluido frio = 7,5°C;
- Pressão do fluido quente = 7,5 bar;
- Pressão do fluido frio = 3,2 bar;
- Caudal mássico = 0,01 kg/s;
- Diâmetro do tubo exterior: 11,55mm;
- Diâmetro do tubo interior: 6,35mm;
- Espessura do tubo: 0.6mm;
- Material do tubo: Cobre

Conhecido o valor da temperatura de entrada e saída do fluido frio, pode-se facilmente determinar o calor trocado neste permutador (admitindo que não existem perdas para a vizinhança):

$$\dot{Q}_{SLHX} = \dot{m}_r c_{p,r} \Delta T_{SLHX}$$

onde \dot{Q}_{SLHX} é o calor trocado (SLHX representa o permutador de calor interno), \dot{m}_r é o caudal mássico do fluido frio (refrigerante no estado de vapor), $c_{p,r}$ é o calor específico do fluido frio e ΔT_{SLHX} é o acréscimo de temperatura (5°C). A partir daqui existem duas formas de dimensionar o permutador: método ε -NTU e método LMTD (diferença média logarítmica de temperatura). O escolhido foi o método da diferença média logarítmica de temperatura; no entanto, o método ε -NTU foi também testado e os resultados são apresentados ao longo deste capítulo.



A Figura 7.12 representa um esquema da construção e do escoamento no permutador de calor a dimensionar. Para o tubo interior, onde escoo o fluido mais quente, determinou-se o coeficiente de transferência de calor por convecção interior médio, com base na correlação proposta por Dittus-Boelter e apresentada por Incropera (Incropera & Dewit, 2007):

$$Nu_{in} = 0,023 Re_{in}^{4/5} Pr^n \quad (7.1)$$

onde Nu_{in} , Re_{in} e Pr são, respetivamente, os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl. O expoente n toma o valor de 0,4 para aquecimento, caso contrário, n é igual a 0,3.

Para a avaliação da troca de calor no tubo exterior utilizou-se a mesma correlação; no entanto, o diâmetro do escoamento não é o diâmetro total do tubo, mas sim um diâmetro hidráulico, determinado segundo Incropera (Incropera & Dewit, 2007), por:

$$D_h = D_{out} - D_{in} \quad (7.2)$$

Pelo método da diferença média logarítmica de temperatura, o calor transferido no permutador (considerando que não há perdas para a vizinhança) é dado por:

$$\dot{Q}_{SLHX} = (UA)_{SLHX} \Delta T_{LMTD} \quad (7.3)$$

onde $(UA)_{SLHX}$ é o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de permuta e ΔT_{LMTD} é a diferença média logarítmica de temperatura. Neste caso, conhecendo o valor de \dot{Q}_{SLHX} e ΔT_{LMTD} , o comprimento do permutador pode ser deduzido da expressão anterior, tendo como base a equação para o coeficiente global de transferência de calor:

$$(UA)_{SLHX} = UA_{cold} = UA_{hot} = U_{hot} A_{hot} = U_{in} A_{in} \quad (7.4)$$

onde os índices *cold* e *hot*, representam, respetivamente, o fluido frio e quente, A_{hot} é a área de transferência de calor do lado do fluido quente, e é dada por: $A_{hot} = \pi D_{in} L_{SLHX}$. O coeficiente global de transferência de calor U_{in} pode ser expresso em ordem à área interior segundo a dedução:

$$U_{in} A_{in} = \frac{1}{\frac{1}{h_{in} A_{in}} + \frac{1}{2\pi k L} \ln\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right) + \frac{1}{h_{out} A_{out}}} \quad (7.5)$$

$$U_{in} = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{D_{in}}{2k} \ln\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right) + \frac{D_{in}}{h_{out} D_{out}}}$$

onde os coeficientes de transferência de calor por convecção são determinados pela relação: $h = \frac{Nu \, k_{fluid}}{D}$ e o número de Nusselt é dado pela equação (7.1). Desta forma, o comprimento do permutador é dado por:

$$L_{SLHX} = \frac{\dot{Q}_{SLHX}}{U_{in} \Delta T_{LMTD} \pi D_{in}} \quad (7.6)$$

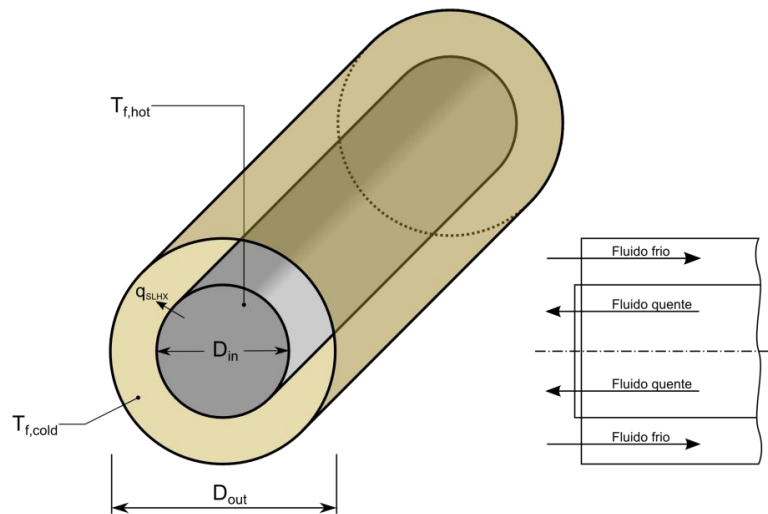


Figura 7.12: Esquema de um permutador de calor de tubos concêntricos, em contracorrente.

O comprimento resultante desta análise foi de **234mm** com uma perda de carga de **134 Pa**. Pelo método ϵ -NTU, o resultado foi de 242mm. Para além disto, foram ainda avaliadas as resistências térmicas de convecção no tubo exterior, interior e condução; os resultados são apresentados na Tabela 7.3. Uma análise superficial mostra que a condução é um fator cuja contribuição pode ser desprezada; por outro lado, a convecção no tubo exterior apresenta a maior resistência térmica.

Tabela 7.3: Resistências térmicas

Tipo de troca térmica	Percentagem
Convecção no tubo interior	27.9%
Condução	0,05%
Convecção no tubo exterior	71,9%

Este dimensionamento demonstra que o volume necessário para o permutador é relativamente pequeno; como tal, seria fácil encontrar um espaço para o colocar. No entanto, do ponto de vista prático, não foi possível utilizar tubo concêntrico por uma questão de facilidade de aquisição do material. Optou-se então por construir um permutador de tubos em contacto. Este tipo de permutador consiste em dois tubos “colados”, onde os fluidos escoam em contracorrente, como mostra a Figura 7.13. De modo a maximizar a transferência de calor, a área de contacto deve ser também maximizada, sendo que uma das soluções para este aumento é que assegura também a fixação dos tubos é a brasagem. Para efeitos de dimensionamento, considerou-se uma largura mínima do cordão de material $S=2.8\text{mm}$ (para tubos com $D=9,25\text{mm}$) esta largura corresponde a um ângulo de 45° , como mostra a Figura 7.13.



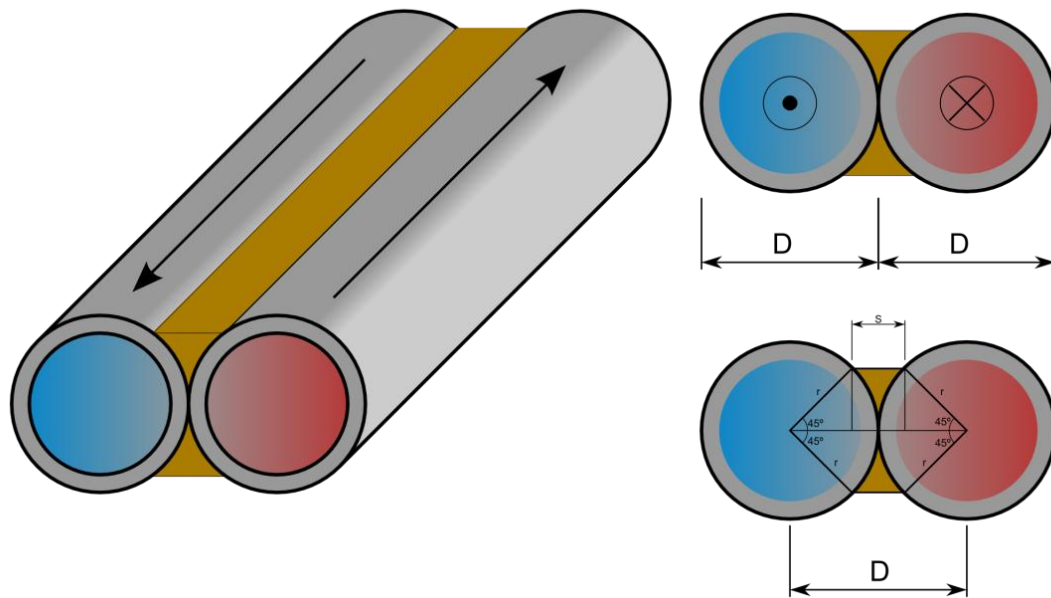


Figura 7.13: Esquema da construção de um permutador de calor de tubos em contacto

Para dimensionar este permutador utilizou-se a mesma metodologia, com a diferença de que o coeficiente de transferência de calor por convecção foi calculado da mesma forma para os dois escoamentos. Considerou-se ainda que o permutador é perfeitamente isolado, ou seja, o tubo onde escoar o fluido quente, apenas perde calor para o outro tubo. Posto isto, e baseado na dedução efetuada anteriormente, o comprimento do permutador é dado por (baseado no escoamento do fluido quente):

$$L_{SLHX} = \frac{\dot{Q}_{SLHX}}{U_{hot} \Delta T_{LMTD} \pi \frac{D_{hot}}{4} \times F} \quad (7.7)$$

onde \dot{Q}_{SLHX} é calculado segundo a equação (7.3), D_{hot} é o diâmetro interior do tubo onde escoar o fluido quente e U_{hot} é o coeficiente global de transferência de calor do lado do fluido quente.

Deste dimensionamento resultou um comprimento de 449 mm; no entanto, para efeitos de construção, considerou-se um coeficiente de segurança de 20%, o que resultou num comprimento final de:

$$L_{SLHX} = 449 \times 1,2 = 538,9 \approx \mathbf{550mm}$$

Este será o comprimento final do permutador. Resta então definir como vai ser acomodado. Relativamente às alterações no módulo de aquecimento, a inclusão do permutador de calor interno trouxe, inevitavelmente, algumas alterações à disposição dos componentes. Foram então tomadas precauções para evitar que esta alteração prejudique o escoamento de ar no interior do módulo, tentando colocar o elemento adicional numa posição lateral relativamente ao evaporador (Figura 7.14a)). É também necessário ter em conta que o permutador deve estar próximo, tanto da saída do condensador (depois do filtro) como da saída do evaporador (Figura 7.10). Analisando o módulo, é fácil identificar uma zona que reúne estas condições (Figura 7.14b)), no entanto, é ainda fundamental verificar se o espaço disponível nesta região é suficiente para acomodar o permutador de calor. Verificou-se que a distância entre os tubos de entrada e saída do evaporador é de cerca de 270 mm, o que permite facilmente a colocação de um permutador com 250 mm de altura; este é o valor de referência para a altura do permutador.

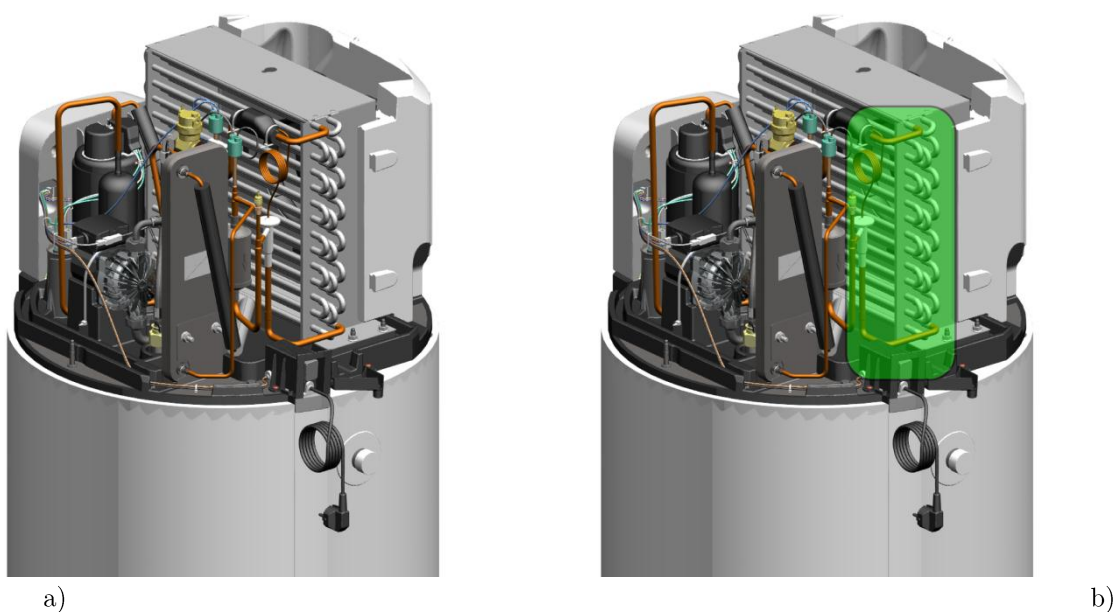


Figura 7.14: a) Módulo de aquecimento sem alterações; b) Localização do permutador de calor interno.

Uma vez dimensionado o permutador, passou-se à sua construção. Para tal foi utilizado tubo de cobre com um diâmetro exterior de 3/8" (9,52 mm) e uma espessura de parede de 0,8mm. Devido à questão de espaço já referida anteriormente, os tubos de 550mm foram dobrados de modo a ser possível a sua inclusão no módulo. O resultado desta construção é o apresentado na Figura 7.15.

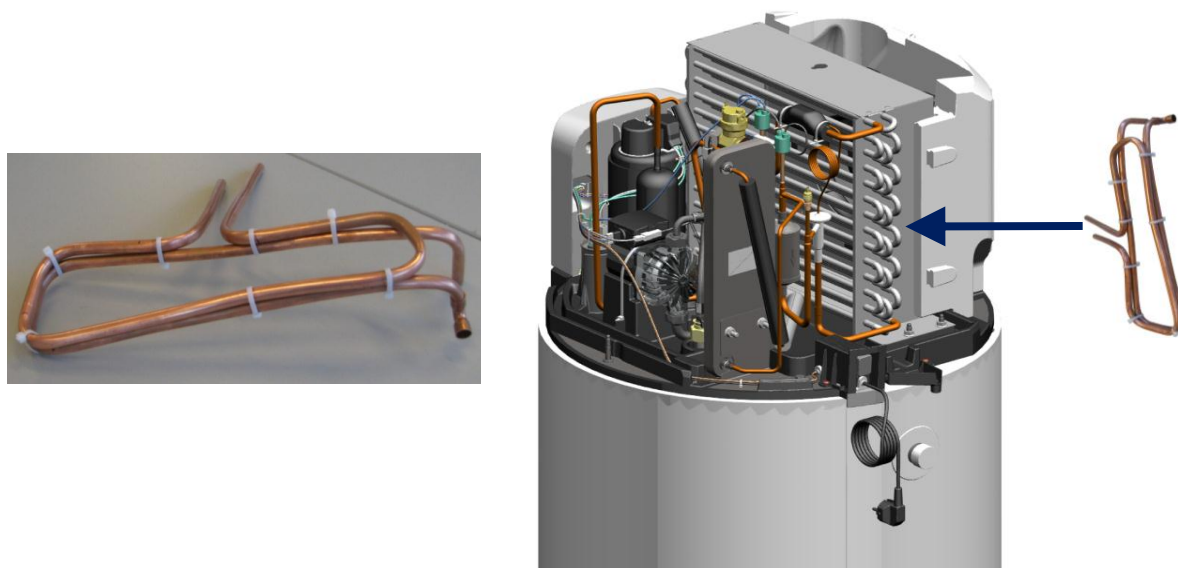


Figura 7.15: Primeiro protótipo do permutador de calor interno.



7.5.1 Plano de teste

Para avaliar experimentalmente as alterações ao módulo de aquecimento, foi criado um plano de testes que consiste em três fases:

1. Caracterização de um aparelho atual;
2. Alterações físicas ao módulo de aquecimento;
3. Caracterização do aparelho depois de alterado.

A caracterização do aparelho atual resume-se a um teste a uma bomba de calor (modelo em produção), em que apenas é avaliado o período de aquecimento, isto é, a bomba de calor é ligada e funciona até que a temperatura da água no topo do tanque atinja o valor definido pelo utilizador. Neste caso, o valor definido foi de 50°C, e durante o ensaio foi medido um conjunto de temperaturas (Tabela 3.1, Figura 7.16 a) e b)) e a potência elétrica fornecida ao aparelho. O objetivo desta primeira análise é a aquisição de dados que permitam a futura comparação com os resultados do teste ao aparelho depois de alterado; deste modo, pode-se avaliar o impacto do permutador de calor interno.

Tabela 7.4: Posição dos termopares.

Fluido	Ponto de medição	Número
Refrigerante	Saída do evaporador	1
	Entrada no condensador	2
	Saída do condensador	3
	Entrada no evaporador	4
Água	Entrada no condensador	5
	Saída do condensador	6
Ar	Ambiente	10

Definidas e implementadas as alterações físicas ao módulo de aquecimento (Figura 7.15), passou-se à fase de caracterização do aparelho alterado. Esta etapa consiste num ensaio similar ao anterior, em que idealmente todas as condições de teste devem ser iguais. No entanto, como estes não foram realizados em ambiente controlado não foi possível garantir a mesma temperatura e humidade relativa do ar ambiente. É importante contar com esta diferença na análise dos resultados, porque a temperatura do ar é um fator com muito peso na avaliação do COP.

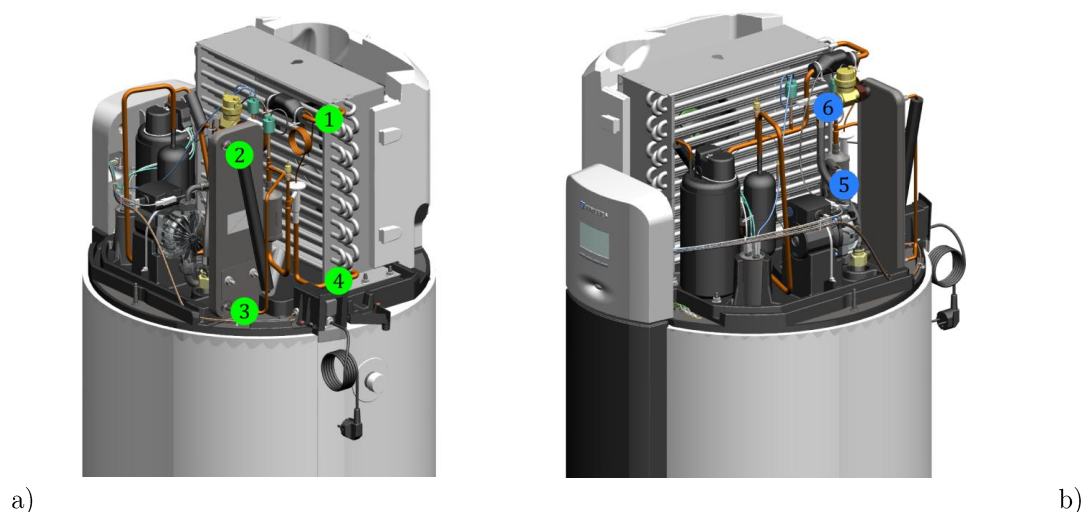


Figura 7.16: Esquema da colocação dos termopares: a) Refrigerante; b) Água.

Antes da apresentação dos resultados dos testes vão ainda ser exibidas as fotografias do protótipo montado na bomba de calor (Figura 7.17), e do setup experimental (Figura 7.18).



Figura 7.17: Protótipo do permutador de calor interno.



Figura 7.18: Setup experimental para a realização de testes.



7.6 Resultados dos testes

Inicialmente vão ser expostos os resultados correspondentes ao funcionamento do aparelho com a alteração, depois serão comparados estes mesmos resultados com aqueles obtidos na caracterização inicial. O primeiro grupo de resultados vai ser apresentado em função do tempo, enquanto o segundo vai ser apresentado em função da temperatura de entrada de água no condensador.

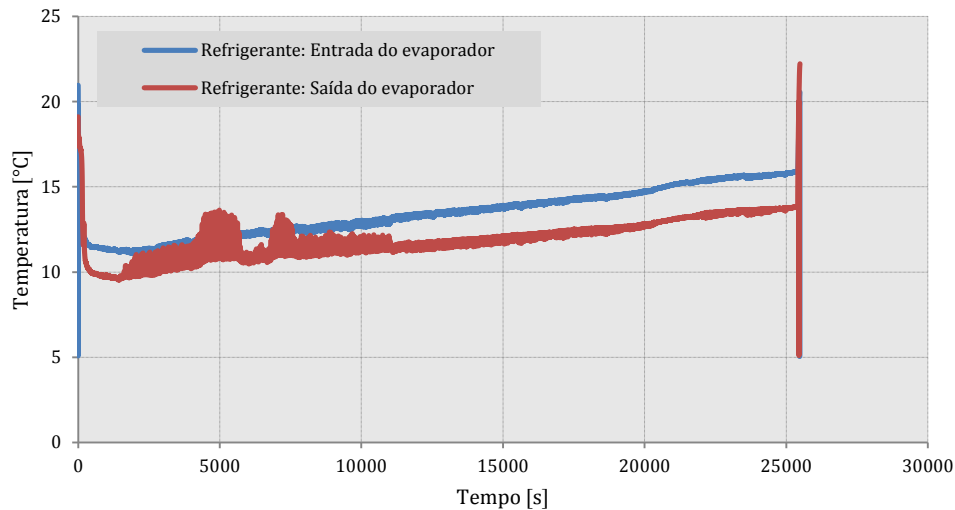


Figura 7.19: Entrada e saída do evaporador.

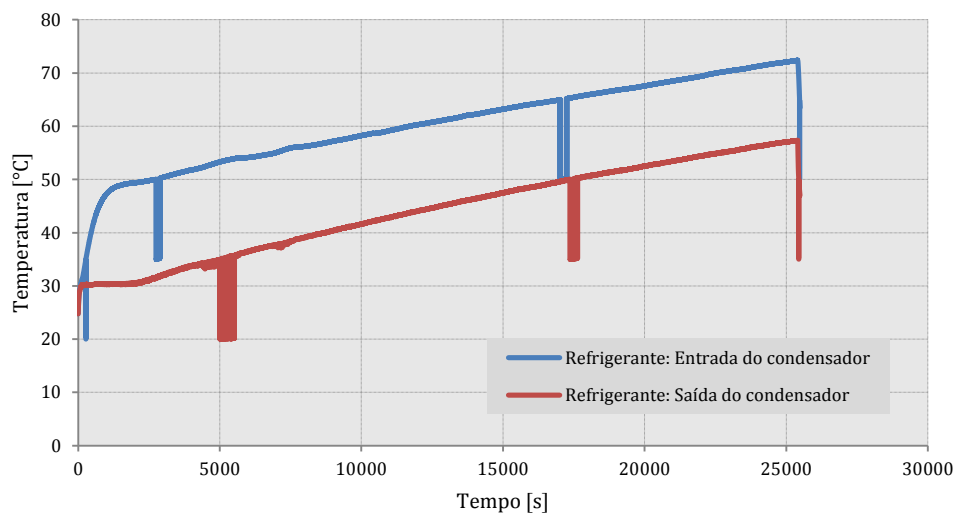


Figura 7.20: Entrada e saída do condensador.

É de referir que as oscilações mais bruscas apresentadas nas figuras se devem a erros nos termopares utilizados. No que diz respeito às oscilações mais “suaves” (Figura 7.19) são um sintoma de instabilidade no sistema.

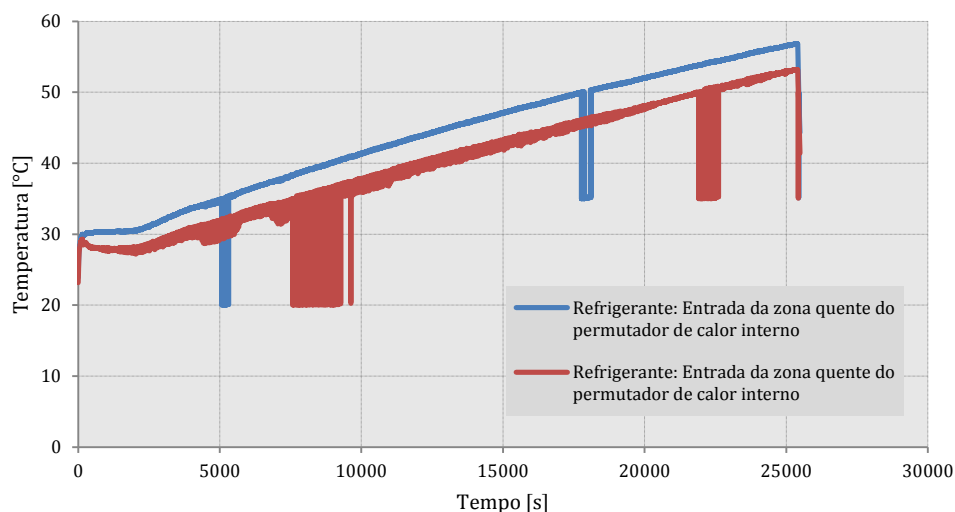


Figura 7.21: Entrada e saída da zona quente do permutador de calor interno.

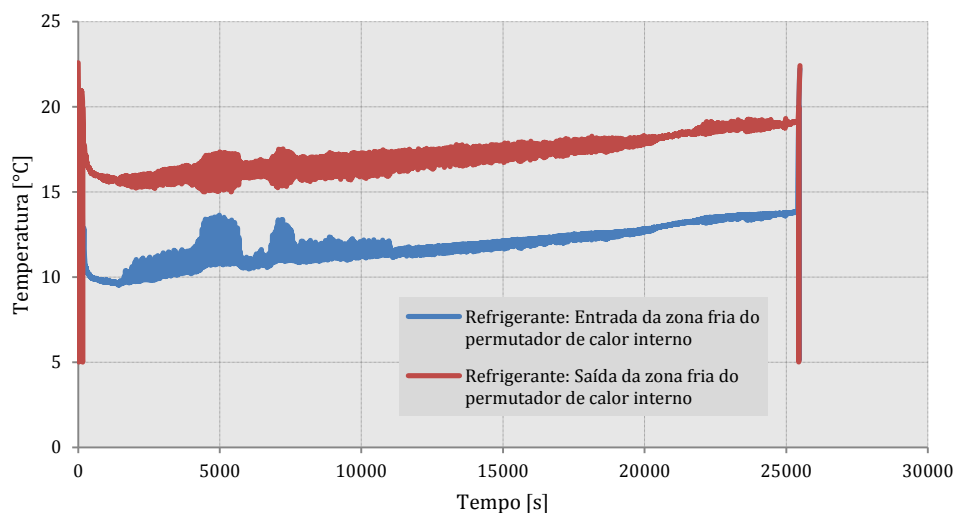


Figura 7.22: Entrada e saída da zona fria do permutador de calor interno.

As figuras acima sevem essencialmente para perceber o impacto do permutador de calor interno ao nível do refrigerante; por exemplo, na Figura 7.22 pode-se facilmente verificar que a temperatura do fluido refrigerante aumenta cerca de 5°C na passagem pelo lado frio do permutador. As próximas figuras correspondem à comparação com a caracterização inicial, como tal, os resultados vão ser apresentados em função da temperatura da água na entrada do condensador. Neste grupo vão também ser expostos os resultados da potência térmica e da potência elétrica consumida.



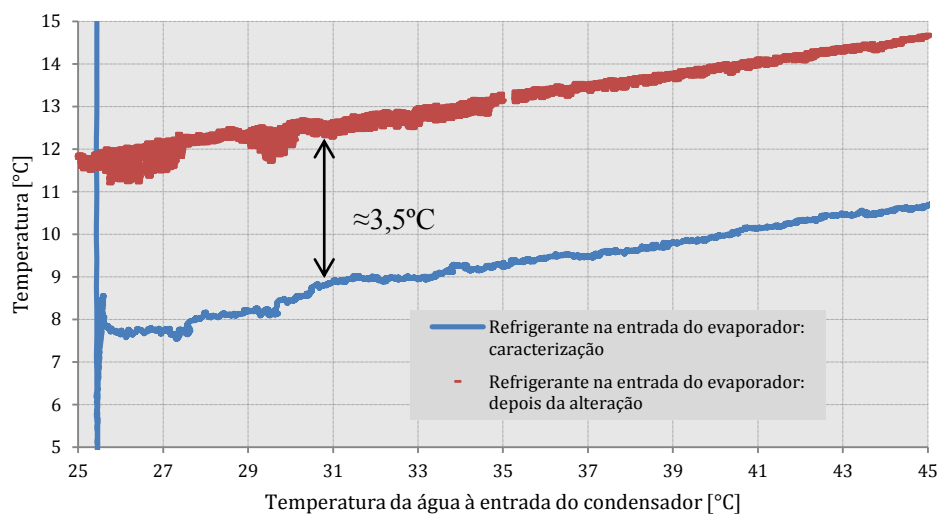


Figura 7.23: Entrada do evaporador.

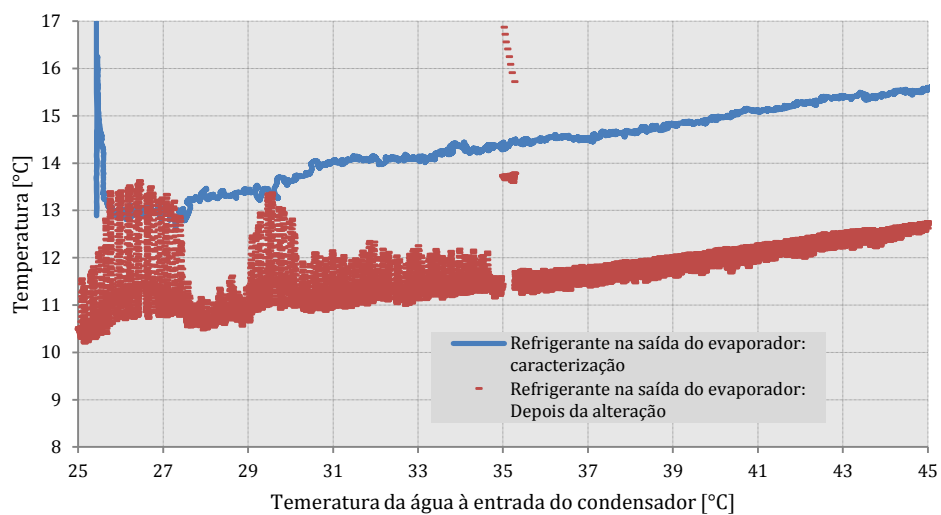


Figura 7.24: Saída do evaporador.

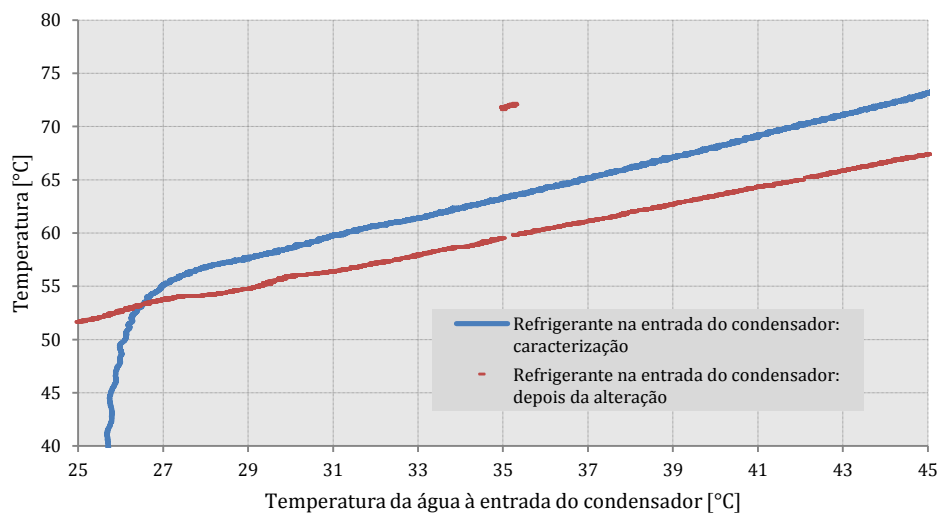
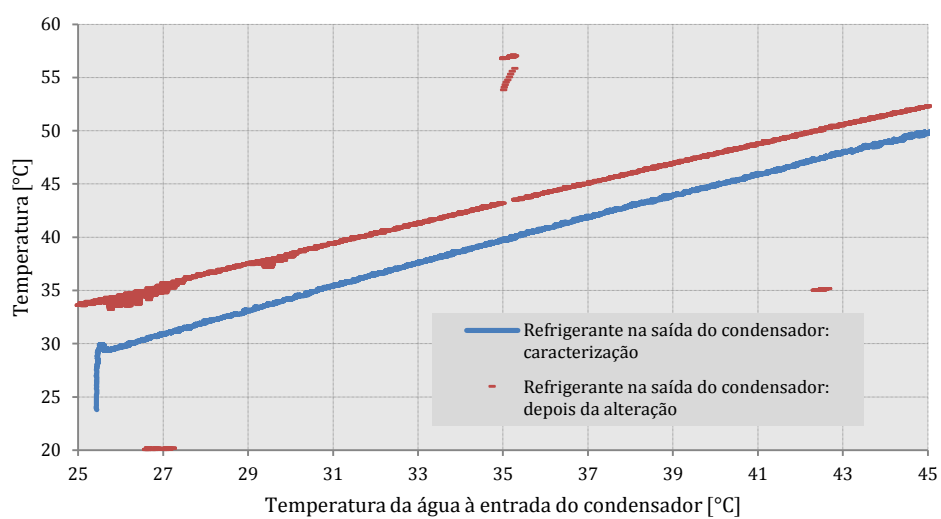
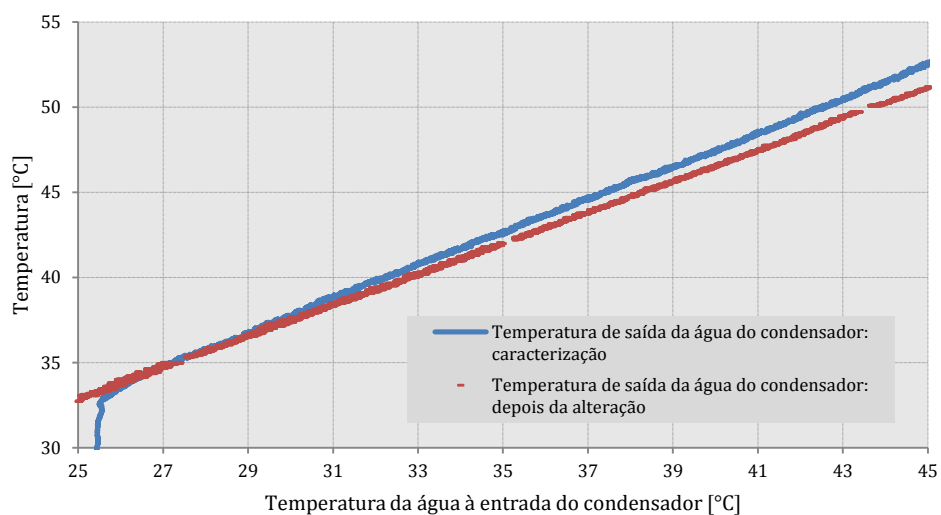
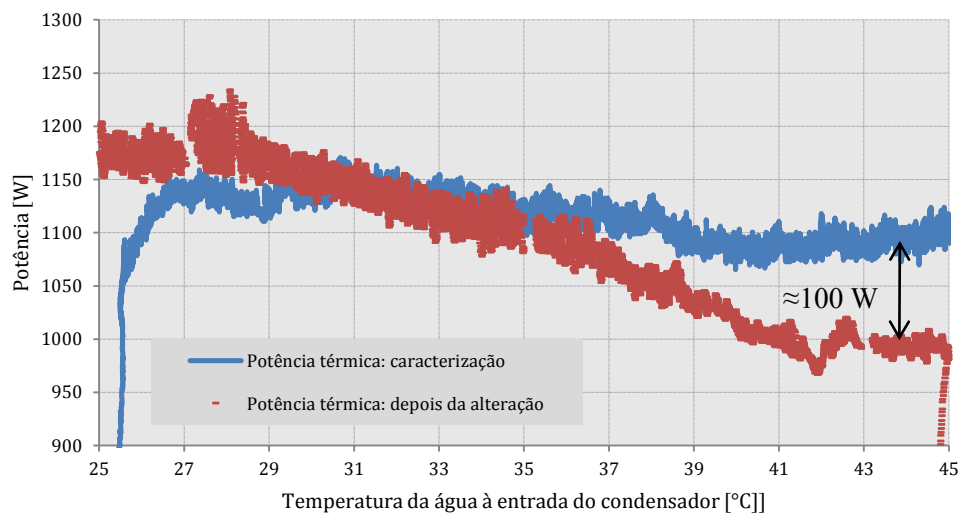


Figura 7.25: Entrada do condensador.

**Figura 7.26:** Saída do condensador.**Figura 7.27:** Saída de água do condensador.**Figura 7.28:** Potência térmica

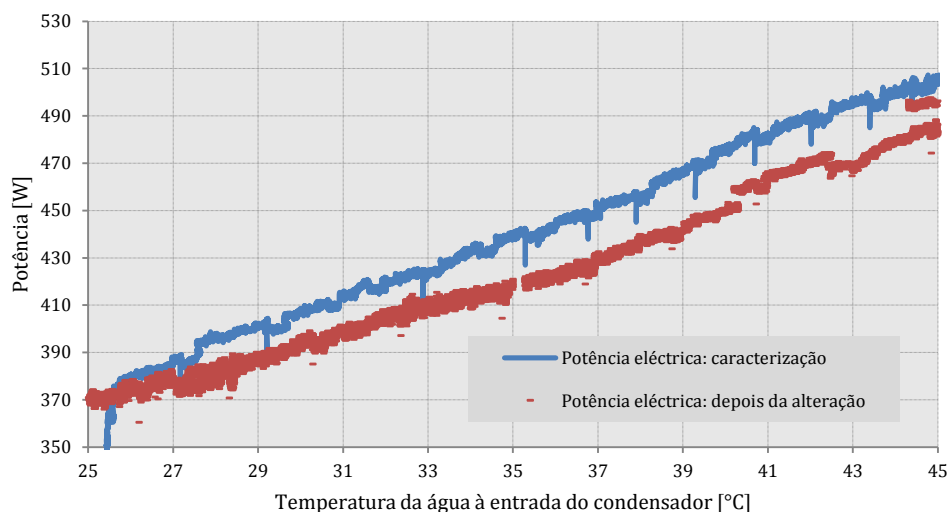


Figura 7.29: Potência elétrica.

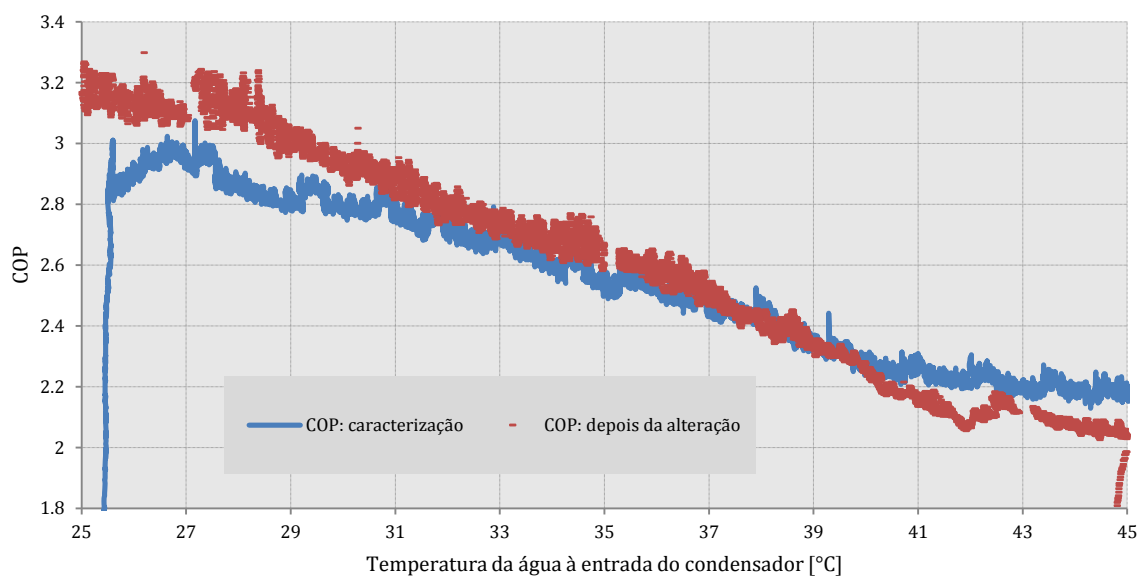


Figura 7.30: COP.

Da análise destes resultados pode-se concluir que o permutador de calor interno é uma proposta com algum potencial. Em última análise o COP do sistema parece melhorar para temperaturas de entrada de água no condensador mais baixas; no entanto, a partir dos 37°C essa vantagem desaparece, e a partir deste ponto o desempenho começa a piorar. Outro fenómeno que pode ser analisado é o tempo que a água leva a ser aquecida até aos 40 °C; na caracterização inicial foi cerca de 200 segundos mais rápido. Este facto torna a alternativa menos viável, porque nesses 200 segundos o aparelho está a consumir cerca de 500 W, o que naturalmente leva a um aumento no consumo total de energia.

Capítulo 8 : Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Esta dissertação foi realizada no âmbito de um estágio curricular na empresa BOSCH termotecnologia, em Aveiro, e o tema proposto foi a melhoria de COP em bombas de calor para aquecimento de águas quentes sanitárias. No âmbito deste mesmo tema, o trabalho foi realizado segundo algumas directrizes inicialmente definidas, nomeadamente caracterizar a solução atualmente produzida pela BOSCH, propor alterações ao sistema e verificar a sua viabilidade.

As alterações apresentadas foram: alterações ao nível do evaporador, condensador, compressor, e a inclusão de um permutador de calor interno. As três primeiras foram testadas recorrendo a um modelo termodinâmico que simula o funcionamento do sistema, enquanto que a inclusão do permutador interno foi testada nos laboratórios da BOSCH termotecnologia.

Relativamente ao modelo matemático, este foi criado depois de alguma pesquisa na literatura para aferir quais as melhores correlações a utilizar, de modo a simular o ciclo termodinâmico com rigor. A simulação deu bons resultados para os componentes principais da máquina: compressor; evaporador; condensador e válvula de expansão. No entanto, o modelo utilizado para prever o comportamento térmico do reservatório de água quente, e muito em particular a estratificação térmica que nele ocorre, não foi o mais indicado, e os resultados foram completamente fora do esperado. Assim, o trabalho foi dirigido de modo a avaliar a máquina termodinâmica e não tanto a bomba de calor como um todo.

De um modo geral pode-se dizer que as duas melhores propostas foram o aumento da eficiência isentrópica do compressor, o que já era esperado, e a inclusão do permutador de calor interno, esta última com alguma incerteza devido à falta de medições de pressão durante os ensaios. As restantes alterações apesar de não revelarem um grande potencial, podem servir como indicadores de possíveis caminhos a seguir e a não seguir, por exemplo, a alteração do material das alhetas do evaporador para um mais condutor é claramente uma hipótese a descartar, pois o ganho de COP é praticamente nulo.

Todas estas simulações foram apenas possíveis graças ao modelo construído e implementado num software de cálculo, muito utilizado para modelação de sistemas termodinâmicos. Uma das barreiras encontradas na execução deste trabalho foi precisamente a aprendizagem deste tipo de código e a sua implementação, o que se revelou um desafio bastante interessante e certamente útil para futuros trabalhos, principalmente na área da modelação de sistemas termodinâmicos.

Outra dificuldade encontrada ao longo da execução desta dissertação, foi a necessidade de analisar diferentes tipos de sistemas: permutador de calor, compressores, válvulas de expansão, tanque de água quente, etc. Como tal, surgiu a necessidade de realizar uma pesquisa muito alargada em vários tipos de literatura, o que pode comprometer de certa forma o rigor com que cada um destes sistemas foi modelado.

Como propostas de trabalhos futuros, deixa-se em aberto a questão da melhor modelação do reservatório de água quente, principalmente ao nível da estratificação térmica, e também uma melhor avaliação do permutador de calor interno, por exemplo, com testes a temperatura e humidade controlada.

Bibliografia

- Arif, H., & Yildiz, K. (2009). A review of heat pump water heater systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviewa*, 1211-1229.
- Cascales, G., Gracia, V., Salvador, C., & Maciá, G. (2007). Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 1029-1041.
- Covita, D. (2012). *Technical benchmark*.
- Del Col, D. (2010). Flow boiling of halogenated refrigerants at high saturation temperature in a horizontal smooth tube. *34*(Experimental Thermal and Fluid Science).
- European committee for standardization. (2011). Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking of domestic hot water units.
- Fardoun, F., Ibrahim, O., & Zoughaib, A. (2011). Quasi-Steady State Modeling of an Air Source Heat Pump Water Heater. *6*.
- Grupo Bosch. (2012). Manual de instalação e utilização, SUPRAECO W.
- Grupo Bosch. (2012). *Plate Heat exchanger vs. Coil-around the tank*.
- Incropera, F., & Dewit, D. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Inc.
- Jokar, A., Hosni, M., & Eckels, S. (2006). Dimensional analysis on the evaporation and condensation of refrigerant R-134a in minichannel plate heat exchangers. *26*(Applied thermal engineering).
- Klein, S. A., Reindl, D. T., & Brownell, K. (2000). Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers. *23*(International Journal of Refrigeration).
- Kleinbach, E., Beckman, W., & Klein, S. (1993). Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar energy*, 50.
- LCIE. (2011). Autonomous storage water heater with electrically driven compressors.
- Longo, G. A. (2010). Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapor condensation inside a brazed plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1079-1087.
- Perrotin, T., & Clodic, D. (2003). Fin efficiency calculation in enhanced fin-and-tube heat exchangers in dry conditions. *International Congress of Refrigeration*, (pp. 0026-0034). Washington D.C.
- Wang, C. C., Chi, K. Y., & Chang, C. J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2693-2700.
- Wang, L., Sundén, B., & Manglik, R. M. (2007). *Plate heat exchangers: Design, applications and performance*. WIT Press.

Yang, C., & Bansal, P. K. (2004). Numerical investigation of capillary tube-suction line. *25*(Applied Thermal Engineering).

Anexos

Tecnologia	Atlantic Odysée 2	Chaffoteaux Nuos	Ochsner Europa 313
Tipo de refrigerante	Coil around the tank	Coil around the tank	Coil inside the tank
Carga de refrigerante [kg]	R134a	R134a	R134a
Dimensões H x D [mm]	1,35	1,28	0,66
Peso [kg]	1900 x 674	1960 x 600	1850 x 650
Capacidade de armazenamento de água [L]	90	95	165
Pressão da água na rede [bar]	270	250	300
Temperatura de ar [°C]	6	7	6
Pressão acústica [dB]	-5 a 35	-5 a 35	-5 a 35
	37	39	50,2

Compressor	Atlantic	Chaffoteaux	Ochsner
Modelo	Tecunseh HGA5460Y H	Highly WHP02830BSV	Mitsubishi KB134VFNC

Válvula de expansão	Atlantic	Chaffoteaux	Ochsner
Modelo	TUB 068U3631	Danfoss 068U2458	Alco TX3-M03 MOP
Sobreaquecimento [K]	3	4	n.a

Evaporador	Atlantic	Chaffoteaux	Ochsner
Número de circuitos	3	3	4
Planos	4	5	3
Segmentos	44	72	48
Segmentos por circuito (cima para baixo)	14 -16 - 14	24 - 24 - 24	12 - 12 - 12 - 12
Distribuidor	Para baixo	Para cima	Para baixo
Entradas no circuito	26cm	26cm	n.a.
Tubos Ø [mm]	7,6	9,8	9,8
Area (HxW) [cm]	28x32	37.5x30	30x30
Espaçamento entre tubos X-Y [mm]	22 - 25	22 - 25	21 - 24
Espaçamento entre alhetas [mm]	2,4	2,4	3

Ventilador	Atlantic	Chaffoteaux	Ochsner
Modelo	EBM RE190-	EBM R3G225-AE11-	EBM R2E220-AA40-

	A026-E3	23	82
--	---------	----	----